



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI  
*DRAINAGE PUMP* DI UNIT B3 PLTA SUTAMI  
PJB UP BRANTAS**

**AL VELIAN SUCI HADI WIDARWIS**  
**NRP 2113 030 029**

**Dosen Pembimbing**  
**Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**  
**NIP 19620216 199512 1 001**  
**Dedy Zulhidayat N, ST. MT. PhD.**  
**NIP 19751206 200501 1 002**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III**  
**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2016**



**TUGAS AKHIR - TM 145502**

**PERENCANAAN        ULANG        INSTALASI  
*DRAINAGE PUMP* DI UNIT B3 PLTA SUTAMI  
PJB UP BRANTAS**

**AL VELIAN SUCI HADI WIDARWIS  
NRP 2113 030 029**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP 19620216 199512 1 001  
Dedy Zulhidayat N, ST. MT. PhD.  
NIP 19751206 200501 1 002**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 145502

# RE-INSTALLATION PLAN OF DRAINAGE PUMP IN UNIT B3 PLTA SUTAMI PJB UP BRANTAS

AL VELIAN SUCI HADI WIDARWIS  
NRP 2113 030 029

Counselor Lecturer  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP 19620216 199512 1 001  
Dedy Zulhidayat N, ST. MT. PhD.  
NIP 19751206 200501 1 002

D III STUDY PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Institute Technology of Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016



**FINAL PROJECT - TM 145502**

# **RE-INSTALLATION PLAN OF DRAINAGE PUMP IN UNIT B3 PLTA SUTAMI PJB UP BRANTAS**

**AL VELIAN SUCI HADI WIDARWIS  
NRP 2113 030 029**

**Counselor Lecturer  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP 19620216 199512 1 001  
Dedy Zulhidayat N, ST. MT. PhD.  
NIP 19751206 200501 1 002**

**D III STUDY PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Institute Technology of Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**

**PERANCANGAN ULANG INSTALASI *DRAINAGE PUMP*  
DI UNIT B3 PADA PLTA SUTAMI PJB UP BRANTAS**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
SURABAYA**

Oleh :

**AL VELIAN SUCI HADI WIDARWIS**

**NRP. 2113 030 029**

**Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :**

**Dosen Pembimbing 1**

**Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT**  
**NIP.196202161995121001**

**Dosen Pembimbing 2**

**Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD**  
**NIP. 197512062005011002**

**SURABAYA, JUNI 2016**

## **PERENCANAAN ULANG INSTALASI *DRAINAGE PUMP* DI UNIT B3 PLTA SUTAMI PJB UP BRANTAS**

**Nama Mahasiswa** : Al Velian Suci Hadi Widarwis  
**N.R.P** : 2113 030 029  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

### **Abstrak**

PLTA Sutami PT. PJB Unit Pembangkitan Brantas adalah sistem pembangkit tenaga air mengubah energi potensial air (energi gravitasi air) menjadi energi listrik. *Drainage pump* pada PLTA Sutami merupakan alat bantu untuk mengalirkan buangan air pendingin dan kebocoran-kebocoran pada system. Sehingga pada tugas akhir ini, dibahas mengenai pemilihan pompa agar air yang di buang dapat mengalir dari *sump tank* ke *tailrace* sesuai dengan kebutuhan.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui besar kapasitas perencanaan, *Head*Efektif,  $NPSH_A$  dan daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa *Drainage Pump*. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan metode perhitungan teoritis. Selain itu, dilakukan juga perhitungan dengan metode numeric dengan menggunakan *Software Pipe FlowExpert v5.12*

Pada hasil perhitungan diperoleh nilai kapasitas sebesar  $120 \text{ m}^3/\text{h}$  ,  $H_{\text{eff}}$  sebesar 18,9 m ,  $NPSH_A$  sebesar 10,31 m dan daya motor sebesar 9,12 kW. Sehingga pemilihan pompa jenis sentrifugal single stage dengan tipe VF-W-M sudah tepat.

**Kata Kunci : Kapasitas, Head, Pompa**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **RE-INSTALLATION PLAN OF DRAINAGE PUMP IN UNIT B3PLTA SUTAMI PJB UP BRANTAS**

**Name of Student** : Al Velian Suci Hadi Widarwis  
**N.R.P** : 2113 030 029  
**Major** : D3 Teknik Mesin FTI – ITS  
**Conselor Lecture** : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

## **Abstract**

PLTA Sutami in PT. PJB Brantas Power Unit is a water power plant system that converts the potential energy of water (water gravitational energy) into electrical energy. Drainage pump in PLTA Sutami is a helper tool for make it waste cooling water and leakage from the system flows. So in this thesis, discussed about the election of the pump because waste water can flows from sump tank to tailrace according necessary.

This study aims to determine large-capacity planning, head effect, NPSHA and motor power required to drive the Drainage Pump. The calculation is performed by using theoretical calculations. In addition, the calculation is also performed by numerical methods using software pipeflow expert v5.12.

At the calculation, the value of the capacity of 120 m<sup>3</sup>/h, Heff of 18,9 m, NPSHA of 10,31 m and a motor power of 9,12 kW. So the selection of a single stage centrifugal pump types with VF-W-M type is appropriate.

**Keywords: Capacity, Head, Pump**



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	iv
KATA PENGANTAR .....	vi
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xiv

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan .....	3
1.5 Manfaat .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3

### BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Definisi Pompa.....	5
2.2 Klasifikasi Pompa .....	6
2.2.1 <i>Positive Displacement Pump</i> .....	6
2.2.2 <i>Non Positive Displacement Pump</i> .....	7
2.3 Pompa Sentrifugal.....	9
2.3.1 Komponen Pompa Sentrifugal.....	10
2.3.2 Prinsip Kerja Pompa Senrifugal .....	11
2.4 <i>Drainage Pump</i> .....	12
2.4.1 <i>Sump Pit</i> .....	12
2.5 Jenis Aliran Fluida .....	13
2.5.1 Aliran Viscous .....	14
2.5.2 Aliran Laminar danTurbulen .....	14
2.5.3 Aliran Internal .....	15
2.5.4 Aliran <i>Compressible</i> dan <i>Incompressible</i> .....	17
2.6 Persamaan Kontinuitas.....	18
2.7 Hukum Pertama Termodinamika .....	20
2.8 Tinggi Tekan ( <i>Head</i> ).....	22

2.8.1 <i>Head</i> Potensial.....	22
2.8.2 <i>Head</i> Kecepatan / Kinetik.....	23
2.8.3 <i>Head</i> Tekanan.....	23
2.9 Persamaan Bernouli .....	24
2.10 <i>Head</i> Efektif Instalasi Pompa.....	27
2.10.1 <i>Head</i> Statis.....	28
2.10.2 <i>Head</i> Dinamis.....	30
2.10.2.1 <i>Velocity Head</i> .....	31
2.10.2.2 Kerugian Tinggi-Tekan ( <i>Head Loss</i> ).....	31
2.11 <i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH) .....	34
2.11.1 <i>Net Positive Suction Head Available</i> .....	34
2.11.2 <i>Net Positive Suction Head Required</i> .....	35
2.12 Karakteristik Pompa .....	35
2.12.1 Karakteristik Utama.....	35
2.12.2 Karakteristik Kerja .....	36
2.12.3 Karakteristik <i>Universal</i> .....	36
2.12.4 Titik Operasi Pompa.....	37
2.13 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas.....	38
2.13.1 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller .....	39
2.13.2 Efisiensi Standar Pompa .....	40
2.14 Daya Penggerak .....	41
2.14.1 Daya Fluida (WHP).....	41
2.14.2 Daya Poros.....	41
2.14.3 Daya Penggerak Mula .....	42
2.15 <i>Software Pipe Flow Expert</i> .....	43

### **BAB III METODOLOGI**

3.1 Persiapan Awal .....	44
3.2 Pengambilan Data .....	44
3.2.1 Data Hasil Survey .....	45
3.2.1.1 Data Fluida .....	45
3.2.1.2 Data Reservoir .....	45
3.2.1.3 Data Pompa Terpasang.....	45
3.2.1.4 Data Pipa .....	46
3.2.1.5 Data <i>Fitting</i> dan <i>Accessory</i> .....	46
3.3 Perhitungan .....	46

3.4 Langkah-langkah Perhitungan Numerik Menggunakan <i>Software Pipe Flow Expert</i> .....	47
3.5 Pemilihan Pompa .....	52
3.6 Kesimpulan dan Saran .....	52
3.7 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir .....	53
3.8 Diagram Alir Perhitungan Numerik.....	55

## **BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN**

4.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa.....	57
4.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa .....	57
4.2.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Suction .....	57
4.2.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Discharge .....	58
4.3 Perhitungan <i>Head</i> Efektif Instalasi Pompa .....	59
4.3.1 Perhitungan <i>Head Statis</i> .....	60
4.3.2 Perhitungan <i>Head Dynamis</i> .....	61
4.3.2.1 Perhitungan <i>Head Loss</i> Instalasi .....	61
4.4 Perhitungan <i>Head Effektiv Instalasi</i> .....	66
4.5 Perhitungan <i>Net Positive Suction Head Available (NPSH<sub>A</sub>)</i> .....	66
4.6 Perhitungan Daya Air (WHP).....	67
4.7 Perhitungan Daya Poros ( $P_{shaft}$ ) .....	68
4.8 Perhitungan Daya Motor .....	70
4.9 Pemilihan Pompa Berdasarkan Hasil Perhitungan <i>Head</i> dan Kapasitas .....	71
4.10 Pemilihan Jenis Pompa Berdasarkan Putaran Spesifik Pompa.....	72
4.11 Perhitungan Secara Permodelan Numerik .....	73
4.12 Perbandingan <i>Head</i> Efektif Teoritis ( $H_{eff}$ ) dengan <i>Head</i> Efektif Numerik ( $H_{effPFE}$ ).....	77
4.13 Pemeriksaan Sebelum Operasi <i>Drainage Pump</i> .....	77
4.14 Pemeliharaan <i>Drainage Pump</i> .....	77
4.15 Masalah yang Terjadi di <i>Drainage Pump</i> dan Cara Penanganannya.....	78
4.16 Proses Perbaikan <i>Drainage Pump</i> .....	81

## **BAB V PENUTUP**

5.1 Kesimpulan .....	87
5.2 Saran .....	88

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **LAMPIRAN**

## DAFTAR TABEL

Table 2.1 Faktor Cadangan.....	31
Tabel 2.2 Putaran Sinkron Motor Listrik.....	33
Tabel 4.1 Faktor Cadangan.....	70

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi Jenis Pompa .....	6
Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa Positive Displacement .....	7
Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa non Positive Displacement .....	8
Gambar 2.4 Pompa Sentrifugal .....	9
Gambar 2.5 Bagian-bagian Pompa Sentrifugal .....	10
Gambar 2.6 Bagian Aliran Fluida di Dalam Pompa Sentrifugal .....	11
Gambar 2.7 <i>Drainage Pump</i> .....	12
Gambar 2.8 <i>Sump Pit</i> .....	13
Gambar 2.9 Klasifikasi Jenis Fluida .....	14
Gambar 2.10 Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa .....	16
Gambar 2.11 Kontinuitas .....	20
Gambar 2.12 Metode Mengukur <i>Head</i> .....	23
Gambar 2.13 <i>Control Volume</i> untuk Menganalisis Aliran Energi yang Melalui Pipa .....	24
Gambar 2.14 Instalasi <i>Suction Lift</i> .....	30
Gambar 2.15 Instalasi <i>Suction Head</i> .....	30
Gambar 2.16 Karakteristik Utama .....	35
Gambar 2.17 Karakteristik Kerja .....	36
Gambar 2.18 Karakteristik Universal .....	37
Gambar 2.19 Titik Operasi Pompa .....	38
Gambar 2.20 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa Sentrifugal .....	39
Gambar 2.21 Hubungan Putaran Spesifik dengan Jenis Impeller Pompa .....	40
Gambar 2.22 Grafik Nilai Efisiensi Pompa Terhadap Putaran Spesifik dan Kapasitas .....	40
Gambar 2.23 Software Pipe Flow Expert .....	42
Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir .....	54
Gambar 3.2 Diagram Alir Pipe Flow Expert .....	55
Gambar 4.1 Skema Instalasi <i>Drainage Pump</i> .....	60
Gambar 4.2 Grafik Efisiensi Pompa Terhadap Putaran Spesifik dan Kapasitas .....	69
Gambar 4.3 Pemilihan Pompa .....	71
Gambar 4.4 Hubungan Putaran Spesifik dengan Jenis Impeller Pompa .....	72

Gambar 4.5 Harga Putaran Spesifik .....73

Gambar 4.6 Instalasi Pompa.....75

Gambar 4.7 Instalasi Pompa Setelah di Calculate .....76

Gambar 4.8 Hasil Setelah di *Calculate* .....77

Gambar 4.9 Proses Penurunan Motor Spare.....81

Gambar 4.10 Proses Pelepasan Motor yang Rusak .....82

Gambar4.11 Proses Pemasangan Motor Spare.....83

Gambar 4.12 Proses Menaikan Motor yang Rusak .....84

Gambar 4.13 Proses Melepas Semua Komponen.....85

Gambar 4.14 Proses Pembersihan Komponen .....86



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Energi listrik merupakan salah satu kebutuhan pokok yang sangat penting dalam kehidupan manusia saat ini, dimana hampir semua aktifitas manusia berhubungan dengan energi listrik. Salah satu solusi menyediakan kebutuhan listrik di Indonesia adalah Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA). PLTA Sutami merupakan pembangkit listrik dibawah pengelola PT. Pembangkitan Jawa Bali (PT. PJB), unit Pembangkitan Brantas Distrik A. PLTA ini merupakan salah satu pembangkit yang memanfaatkan potensi sungai Brantas yang terletak sekitar 32 km di sebelah selatan kota Malang kearah kota Blitar, dengan ketinggian 272,7 m diatas permukaan air laut, tepatnya berada di daerah Karangates. Dengan kapasitas 3 x 36000 KW, yang ditransmisikan ke SUTT 154 KV.

Sistem pembangkit tenaga air mengubah energi potensial air (energi gravitasi air) menjadi energi listrik. Cara kerja PLTA secara sederhana yaitu aliran sungai dengan jumlah debit air yang besar ditampung dalam waduk yang ditunjang dalam betuk bangunan bendungan air, kemudian air dari bendungan tersebut dialirkan masuk ke turbin melalui penstock untuk memperbesar tekanan hidrostatik. Terdapat intake gate yang berfungsi untuk mengatur aliran air yang masuk ke penstock. Energi potensial air menggerakkan turbin sehingga menghasilkan energi gerak yang dikonversi menjadi energi listrik oleh generator. Energi listrik dari generator ini diatur dan di transfer oleh main transformer agar sesuai dengan kapasitas transmission line (tegangan, daya dan lain-lain) untuk dibagikan ke rumah-rumah.

*Drainage pump* pada PLTA Sutami ini merupakan alat bantu untuk mengalirkan buangan air pendingin dan kebocoran-kebocoran pada system misalnya pada pipa-pipa saluran ataupun penstock keluar dari gedung sentral unit pembangkit yang terdiri dari 2 unit yakni unit A dan B. Jenis pompa pada unit A dan B sama hanya saja peletakkannya berbeda, unit A berada di dalam sump pit sedangkan unit B berada di luar sump pit yaitu berada di

ruangan B3. Dimana masing-masing dapat dioperasikan secara local yaitu pengoperasiannya secara manual melalui control box maupun auto yaitu pengoperasiannya secara otomatis melalui MMC (Motor Control Center) yang tempatnya di ruang kontrol. Sistem pengurasan ini terdiri dari dua buah pompa sentrifugal, pipa saluran level control switch serta sump pit.

Efektifitas dan efisiensi merupakan hal yang terpenting dalam PT. PJB Unit Pembangkitan Brantas sehingga untuk mengetahui apakah *drainage pump* yang digunakan telah sesuai, perlu untuk dilakukan perhitungan ulang dan analisa pada sistem perpipaan *drainage pump* yang sudah ada dengan memperhatikan faktor – faktor yang berpengaruh pada aliran air dari instalasi pipa agar air yang di buang dapat mengalir dari sump tank ke *tailrace* sesuai dengan kapasitas dan tekanan yang dibutuhkan.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Selama bersirkulasi di dalam instalasi terdapat air yang sudah tidak digunakan, sehingga di dalam sistem perlu diberikan pompa penguras untuk membuang air yang sudah tidak diperlukan. Oleh karena itu *drainage pump* selalu diperlukan untuk memompakan air menuju tempat pembuangan (*tailrace*). Besarnya kapasitas air *drainage pump* yang dipompakan tergantung dari besarnya konsumsi air yang ada di dalam sistem. Mengingat *drainage pump* yang penting fungsinya pada proses pembangkitan untuk mengalirkan buangan air pendingin dan kebocoran-kebocoran pada sistem, maka perhitungan ulang untuk pemilihan dan perawatan instalasi *drainage pump* yang tepat merupakan inti permasalahan tugas akhir ini.

## **1.3 Batasan Masalah**

Untuk memperkecil ruang lingkup dan untuk memudahkan dalam analisis masalah, dibutuhkan adanya pembatasan masalah. Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

- a. Pompa yang dianalisa adalah *drainage pump* untuk unit B3 PLTA Sutami PJB UP Brantas

- b. Air berasal dari *sump pit* atau *sump tank* sebagai penampung pembuangan air kotor dengan suhu 30°C.
- c. Diasumsikan instalasi terisolasi dengan baik sehingga tidak ada perpindahan panas
- d. Fluida yang dilayani bersifat *incompressible* dengan aliran *steady state*.
- e. Pembahasan membandingkan antara perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *software Pipe Flow Experts*

#### **1.4 Tujuan Penulisan**

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

- a. Perhitungan kapasitas perencanaan pompa.
- b. Perhitungan head efektif instalasi pompa.
- c. Perhitungan daya pompa.
- d. Membandingkan perhitungan teoritis dan perhitungan numerik.
- e. Pemilihan ulang pompa sesuai dengan kebutuhan.

#### **1.5 Manfaat Penulisan**

Dengan dilakukannya pemilihan *Drainage Pump* ini diharapkan :

- 1. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi air pembuangan di PLTA Sutami PJB UP Brantas
- 2. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca tugas akhir ini tentang pompa sentrifugal.
- 3. Menambah perbendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

#### **1.6 Sistematika Penulisan**

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

#### **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini memuat tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, batasan permasalahan, tujuan penulisan, dan sistematika penulisan.

## BAB II DASAR TEORI

Bab ini memuat tentang teori-teori yang menunjang pelaksanaan dan perhitungan dalam penulisan tugas akhir.

## BAB III METODOLOGI

Bab ini memuat tentang langkah-langkah perhitungan.

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab ini memuat tentang perhitungan kapasitas, *head loss*, dan perhitungan untuk pemilihan pompa.

## BAB V PENUTUP

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya.

## LAMPIRAN

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Definisi Pompa**

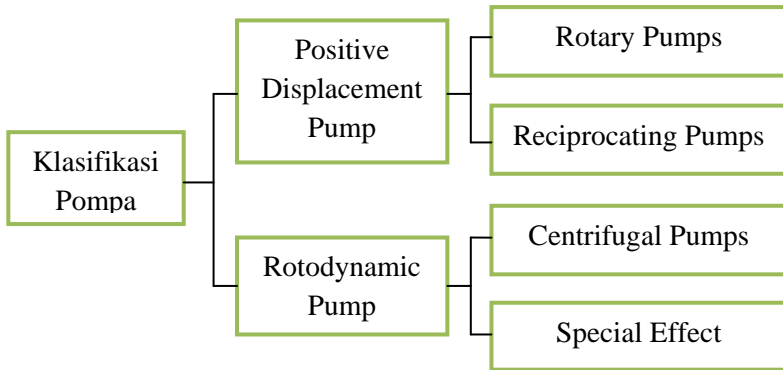
Pompa merupakan suatu alat atau pesawat mekanis yang berfungsi untuk memindahkan *fluida* berupa cairan dari suatu tempat tertentu menuju ke tempat yang lain yang mempunyai energi lebih tinggi melalui suatu instalasi perpipaan. Atau dari satu tempat ke tempat lain yang jauh serta untuk mengatasi tahanan hidrolisnya. Selain itu pompa juga memberikan tekanan tertentu terhadap *fluida* untuk maksud tertentu di dalam suatu proses.

Setiap *fluida* mempunyai *properties* atau sifat-sifat tersendiri yang berbeda dengan *fluida* lainnya. Energi cairan yang dinaikkan oleh pompa ditentukan oleh sifat-sifat atau *properties fluida* tersebut. Sehingga unjuk kerja setiap pompa akan berbeda untuk pemompaan *fluida* yang berbeda juga. Hal ini akan berpengaruh terhadap proses pemompaan sesuai dengan kondisi perencanaan. Masing-masing pompa akan mempunyai kurva *performance* yang telah dibuat oleh pembuatnya. Hasil yang diperoleh dari perhitungan instalasi pompa tersebut, pada akhirnya dapat diketahui kondisi pemompaannya.

Dalam dunia industri, penggunaan pompa sebagai sarana penunjang sudah sangat umum. Pompa merupakan suatu mesin yang penting dan tidak dapat ditinggalkan dari industri proses. Contoh aplikasi pompa didalam dunia industri yaitu sebagai transfer bahan mentah, bahan setengah jadi, sebagai sirkulasi cairan pendingin, injeksi bahan kimia, serta untuk keperluan lainnya.

## 2.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip kerja dalam memindah cairan yang dipompakan, pompa dibagi menjadi dua kelompok berdasar prinsip kerjanya, yaitu pompa *Positive Displacement* dan pompa *Non Positive Displacement*.



Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa

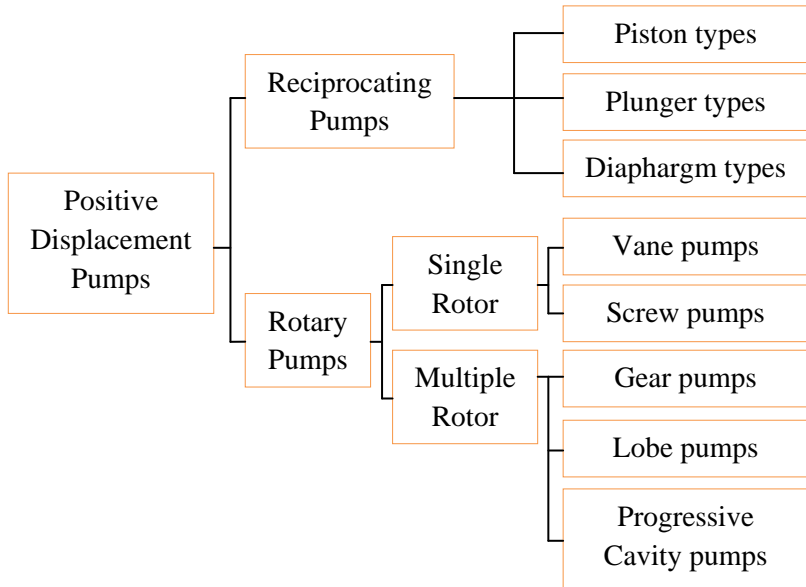
### 2.2.1 *Positive Displacement Pump*

*Positive displacement pump* adalah salah satu jenis pompa dimana pemindahan cairan saat proses kerjanya disertai dengan perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan. Akibatnya, ada gesekan antara elemen yang bergerak. Saat elemen bergerak baik dengan berputar maupun dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadi perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah.

Adapun ciri-ciri dari pompa positive displacement adalah sebagai berikut :

- Head yang dihasilkan relatif tinggi
- Kapasitas yang dihasilkan relatif rendah
- Mampu beroperasi pada saluran hisap yang kering tanpa perlu dilakukan priming terlebih dahulu.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* yang memiliki gerakan maju-mundur dan pompa *rotary* yang memiliki gerakan berputar. Berikut ini adalah klasifikasi atau jenis pompa positive displacement dan masing-masing contoh pompanya.



Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa *Positive Displacement*

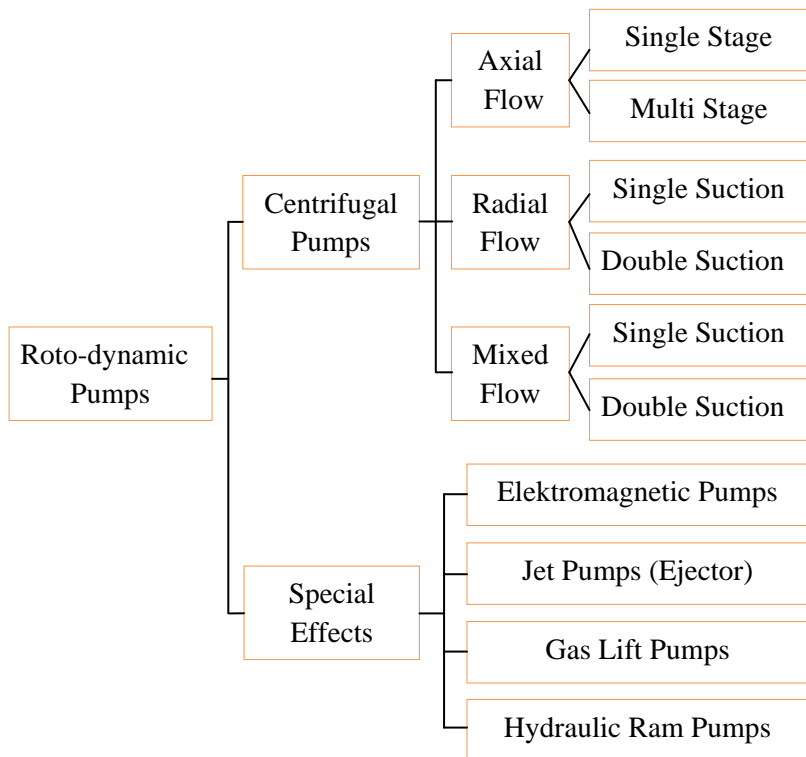
### 2.2.2 Pompa *Non Positive Displacement*

Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja yaitu mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut :

- *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
- Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh dengan air sampai dengan *impeller* pompa.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut.



Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa *Non Positive Displacement*

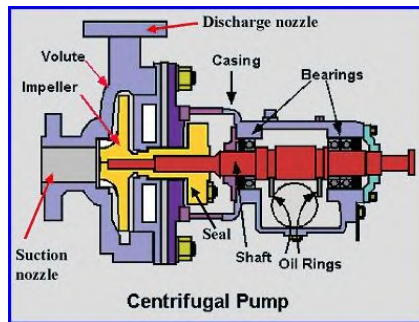


### 2.3 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal merupakan *pompa non positive displacement* yang menggunakan gaya sentrifugal untuk menghasilkan *head*. *Head* yang dihasilkan dapat memindahkan zat cair dari tekanan rendah ke tekanan yang lebih tinggi.

Berdasarkan arah alirannya, pompa sentrifugal dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
- c. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)



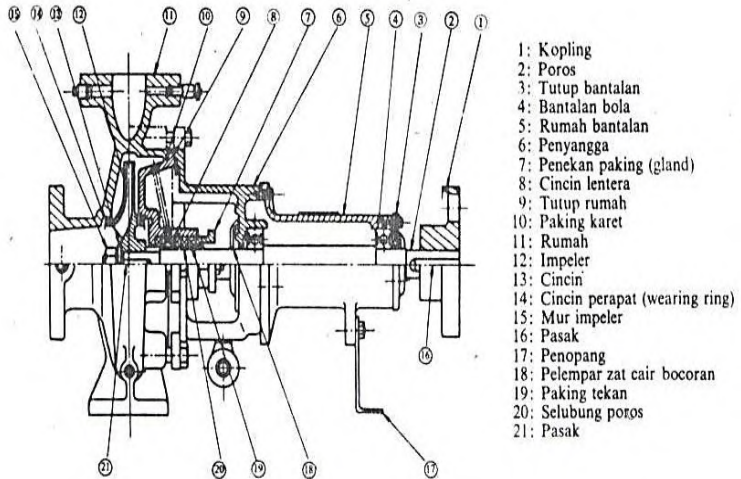
Gambar 2.4 Pompa Sentrifugal

Pada dunia industri, pompa sentrifugal adalah pompa yang paling banyak digunakan daripada pompa jenis lainnya. Berikut adalah kelebihan-kelebihan pompa sentrifugal :

1. Aliran lebih uniform dan tekanannya konstan pada operasi steady
2. Ukurannya kecil, beratnya lebih ringan dibandingkan dengan pompa reciprocating untuk kapasitas yang sama
3. Putarannya relatif tinggi sehingga bisa dikopel langsung dengan motor penggeraknya
4. Konstruksinya sederhana
5. Kerjanya relatif flexible
6. Tidak mudah tersumbat oleh kotoran
7. Konstruksinya sederhana, tidak membutuhkan repairing.
8. Mudah pengaturan kapasitasnya, yaitu dengan valve.

### 2.3.1 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada poros yang berputar. Impeller tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*).



Gambar 2.5 Bagian-bagian Pompa Sentrifugal

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan Pertama Halaman 137)

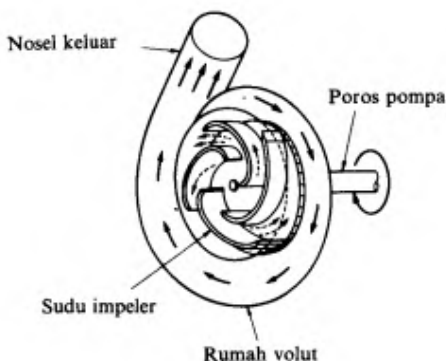
Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- *Casing*, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran

dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).

### 2.3.2 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pada gambar 2.6, *impeller* digunakan untuk mengangkat atau melemparkan fluida atau zat cair dari *suction* menuju *discharge*. Daya dari motor diberikan kepada poros untuk memutar *impeller* yang ada di dalam *casing*. Fluida yang ada di dalam *impeller* akan terlempar ke atas akibat dari sudu yang berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan fluida akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari *impeller* ditampung oleh saluran berbentuk *volute* di keliling *impeller* dan disalurkan ke luar pompa melalui nozel. Di dalam nozel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan. Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati *impeller* dari pompa sentrifugal :



Gambar 2.6 Bagian Aliran Fluida di dalam Pompa Sentrifugal

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan Pertama Halaman 4)

## 2.4 *Drainage Pump*

*Drainage pump* pada PLTA Sutami ini merupakan alat bantu untuk mengalirkan buangan air pendingin dan kebocoran-kebocoran pada system misalnya pada pipa-pipa saluran ataupun *penstock* keluar dari gedung sentral unit pembangkit yang terdiri dari 2 unit yakni unit A dan B. Jenis pompa pada unit A dan B sama hanya saja peletakkannya berbeda, unit A berada di dalam *sump pit* sedangkan unit B berada di luar *sump pit* yaitu berada di ruangan B3. Dimana masing-masing dapat dioperasikan secara local yaitu pengoperasiannya secara manual melalui *control box* maupun *auto* yaitu pengoperasiannya secara otomatis melalui *MMC (Motor Control Center)* yang tempatnya di ruang kontrol. Sistem pengurusan ini terdiri dari dua buah pompa sentrifugal, pipa saluran *level control switch* serta *sump pit*.



Gambar 2.7 *Drainage Pump*

### 2.4.1 *Sump Pit*

*Sump pit* atau *sump tank* merupakan sistem instalasi pembuangan air kotor seperti kolam penampungan yang berada di bawah gedung. Disinilah pos pertama pembuangan air kotor sebuah gedung ditampung yang selanjutnya dari *sump tank* ini akan didorong lagi menggunakan pompa *sump pit* menuju pos selanjutnya di *tailrace*.

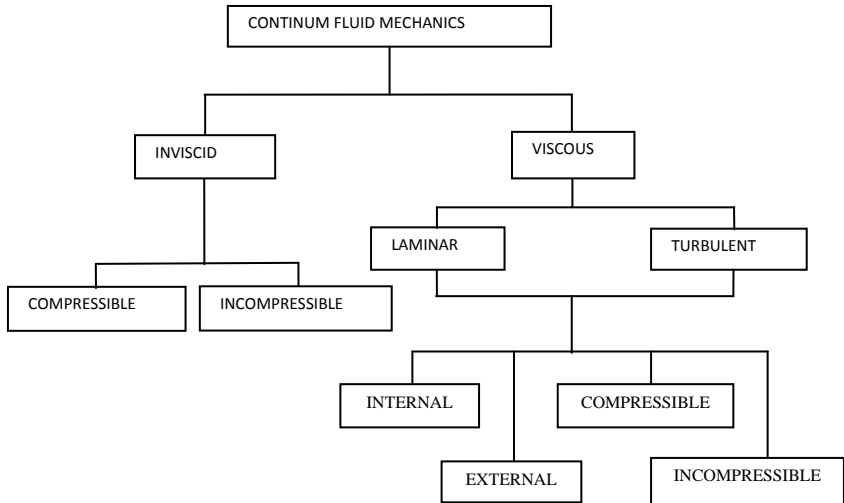


Gambar 2.8 *Sump Pit* (terlihat dari dalam gedung B3)

## 2.5 Jenis Aliran Fluida

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continuum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



Gambar 2.9 Klasifikasi Jenis Fluida

(Fox and McDonalds, *Introduction to Fluid Mechanics* 8<sup>th</sup> Edition)

### 2.5.1 Aliran Viscous

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau viscous ( $\mu > 0$ ). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

### 2.5.2 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran

ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus dibawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V}.D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

Re = bilangan *Reynold*

$\bar{V}$  = kecepatan aliran *fluida*(m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

$\nu$  = *viskositas kinematik* zat cair (m<sup>2</sup>/s)

Bila :      $Re \leq 2300$ , aliran bersifat *laminar*  
               $2300 \leq Re \leq 4000$ , aliran bersifat *transisi*  
               $Re \geq 4000$ , aliran bersifat *turbulen*

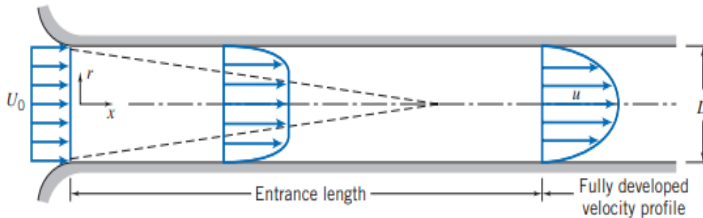
Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

### 2.5.3 Aliran Internal

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang

biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.10 Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa

(Fox and McDonalds, *Introduction to Fluid Mechanics* 8<sup>th</sup> Edition)

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan  $U_0$ . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*). Aliran *viscous* yang terjadi dalam *boundary layer* tersebut dipengaruhi viskositasnya relatif besar, sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.5.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

$\bar{V}$  ini tentunya harus bernilai sama dengan  $U_0$ . Jadi, nilai  $\bar{V} = U_0 = \text{konstan}$ . Panjang *entrance length* ( $L$ ) untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$



Dimana :

$\bar{V} = \frac{Q}{A}$  adalah kecepatan rata-rata. Karena laju aliran (*flow rate*)

$Q = A \cdot \bar{V} = A \cdot U_0$ , dimana  $\bar{V} = U_0$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa  $Re < 2300$ , maka *entrance length* (L) didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(Fox and McDonalds, *Introduction to Fluid Mechanics* 8<sup>th</sup> Edition)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu  $\pm 25$  sampai 40 kali diameter pipa.

#### 2.5.4 Aliran Compressible dan Incompressible

Aliran compressible adalah aliran yang apabila melewati suatu benda padat mengalami kenaikan atau penurunan temperatur, sehingga mempengaruhi massa jenis fluidanya ( $\rho = \text{density}$ ) secara signifikan dan tidak dapat diabaikan ( $\rho_1 \neq \rho_2$ ). Contoh fluidanya yaitu udara, gas alam, dll.

Aliran Incompressible adalah aliran yang apabila melewati suatu benda padat mengalami kenaikan atau penurunan temperatur yang dapat mempengaruhi massa jenis fluidanya ( $\rho = \text{density}$ ) tetapi tidak secara signifikan sehingga perubahan *density* dapat diabaikan ( $\rho_1 = \rho_2$ ). Contoh fluidanya yaitu air, minyak, dll.

Untuk dapat membedakan apakah suatu aliran fluida tersebut merupakan aliran *compressible* atau aliran *incompressible*. Dapat dilakukan dengan cara menghitung bilangan *Mach* (M).

$$M = \frac{\bar{V}}{c}$$

Dimana :

M = bilangan Mach

$\bar{V}$  = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi lokal

Untuk aliran *compressible*, *Mach Number* < 0,3.  
Sedangkan untuk aliran *incompressible*, *Mach Number* > 0,3.

## 2.6 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\left( \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Umumnya massa *system* ( $M_{sys}$ ) dapat dinyatakan sebagai berikut dengan pengintegralan meliputi seluruh volume sistem :

$$M_{sys} = \int_{M(sys)} dm = \int_{\forall(sys)} \rho \cdot d\forall$$

Hubungan persamaan antara sistem dan *control volume* dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\left( \frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dimana,

$$N_{system} = \int_{M(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \forall$$

Untuk sebuah persamaan *control volume* dari konservasi, maka dapat ditulis dengan  $N=M$  dan  $\eta = 1$ . Sehingga bila disubstitusikan akan menjadi persamaan :

$$\left. \frac{\partial M}{\partial t} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi :

- Aliran fluida adalah inkompresibel
- Aliran fluida kerjanya adalah steady state

Sehingga persamaan di atas menjadi :

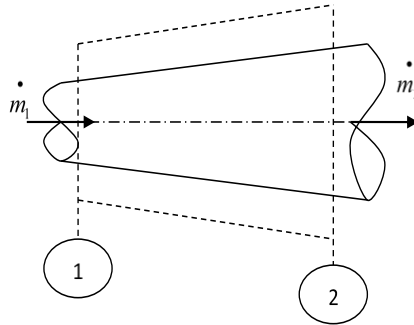
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegralkan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \cdot \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

**Atau**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



Gambar 2.11 Kontinuitas

Dimana :

$\rho = \text{density (kg/m}^3\text{)}$

$V = \text{Kecepatan aliran fluida (m/s)}$

$A = \text{Luas penampang (m}^2\text{)}$

## 2.7 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[ \frac{dE}{dt} \right]_{\text{system}} \quad (2.3)$$

Dimana energi total :

$$E_{\text{system}} = \int_{M(\text{system})} e \cdot dm = \int_{\forall(\text{system})} e \cdot \rho \cdot d\forall$$

Dengan nilai dari energi dalam adalah :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan  $\dot{Q}$  bernilai positif bila panas yang diberikan ke sistem dan sekelilingnya, sedangkan  $\dot{W}$  bernilai positif bila kerja diberikan dari sistem ke sekelilingnya. Hubungan antara sistem dan kontrol volume adalah :

$$\left[ \frac{dN}{dt} \right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.4)$$

$$\text{Dimana : } N_{system} = \int_{m(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \rho \cdot d\forall$$

Untuk menurunkan perumusan volume dari hukum pertama termodinamika  $N = E$  dann = e sehingga diperoleh persamaan :

$$\left[ \frac{dN}{dt} \right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Pada saat  $t_0$  sistem berhimpit dengan kontrol volume sehingga,

$$(\dot{Q} - \dot{W})_{CS} = (\dot{Q} - \dot{W})_{CV}$$

Dari persamaan 2.3 Dan 2.4 Didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.6)$$

Dimana:

$\dot{W}_{shaft}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

$\dot{W}_{normal}$  = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

$\dot{W}_{shear}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

$\dot{W}_{other}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

## 2.8 Tinggi- Tekan (*Head*)

*Head* / tinggi tekan adalah ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama. *head* ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

### 2.8.1 *Head* Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi

yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (Z).

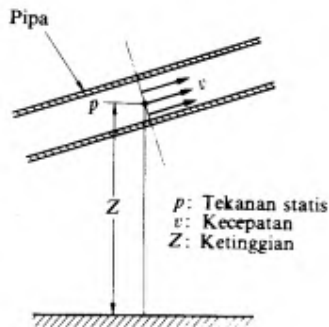
### 2.8.2 Head Kecepatan / Kinetik

Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan dengan persamaan  $\frac{\overline{V}^2}{2.g}$

### 2.8.3 Head Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan  $\frac{P}{\gamma}$ .

Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :

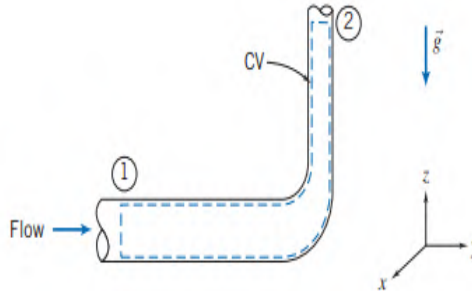


Gambar.12 Metode Mengukur Head

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan Pertama Halaman 4)

## 2.9 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



Gambar 2.13 Control Volume dan koordinat untuk analisis aliran energy yang melewati elbow 90°

(Sumber : Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.7)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

1.  $\dot{W}_s = 0$  ,  $\dot{W}_{other} = 0$
2.  $\dot{W}_{shear} = 0$  ( meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol )



3. *Steady Flow* ( $\nabla = 0$ )
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi diatas, maka persamaan 2.7 menjadi :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \left( \int_{A_2} \frac{\overline{V_2^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_2} \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\overline{V_1^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_1} \cdot dA_1 \right)$$

Karena aliran bersifat *viscous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik ( $\alpha$ ).

$$\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \dot{m} \left( \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right) \quad (2.8)$$

Dimana :

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = (u_2 - u_1) + \left( \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + (g \cdot z_2 - g \cdot z_1) + \left( \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right)$$

dan,  $u = h + P \cdot v$

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = H_{loss}$$

Maka persamaan 2.8 Menjadi :

$$\left( \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left( \frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.9)$$

Dimana :

$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m}$  = kerugian energi dalam karena energi panas yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran ( $H_{\text{loss}}$ ).

Bila persamaan 2.9 dikalikan dengan  $\frac{1}{g}$  maka persamaan menjadi :

$$\left( \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2}^2}{2.g} + z_2 \right) - \left( \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1}^2}{2.g} + z_1 \right) = \text{Head} \quad (2.10)$$

Dengan asumsi aliran *uniform* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 0$$

Sehingga persamaan menjadi,

$$\text{Head} = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{\overline{V_2}^2 - \overline{V_1}^2}{2.g} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.11)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$\text{Head} = \left( \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\overline{V_1}^2}{2.g} + z_1 \right) = \left( \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\overline{V_2}^2}{2.g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.12)$$

Dimana :

$P_1$  = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

$P_2$  = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\bar{V}_1$  = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

$\bar{V}_2$  = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$  = jumlah *Head loss total*

Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left( \frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2 \cdot g} + z \right) = H$$

Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

## 2.10 Head Efektif Instalasi Pompa

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian listrik). Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{din}$$

$$H_{eff} = \left( \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \right) + \left( \left( \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2 \cdot g} \right) + \sum H_{LT} \right) \quad (2.13)$$

### 2.10.1 Head Statis

Adalah perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

$$\sum H_{st} = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \quad (2.14)$$

Dimana :

$H_{st}$  = *Head Statis* total (m)

$P_1$  = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

$P_2$  = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

$\gamma$  = berat jenis *fluida*  $\left( \frac{N}{m^3} \right)$

$H_d$  = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

$H_s$  = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

➤ *Head statis* terdiri dari :

#### 1. Head tekanan (Pressure Head)

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.15)$$

Dimana :

$H_p$  = *Head statis* total (m)

$P_1$  = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

$P_2$  = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

$\gamma$  = berat jenis *fluida*  $\left( \frac{N}{m^3} \right)$

## 2. Head ketinggian (Elevation Head)

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.16)$$

Dimana :

$H_z$  = Head elevasi (m)

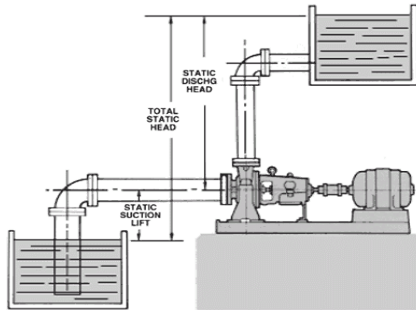
$H_d$  = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

$H_s$  = jarak / ketinggian sisi *suction*(m)

Terdapat dua macam ketinggian *head* instalasi , yaitu:

### a. *Suction Lift*

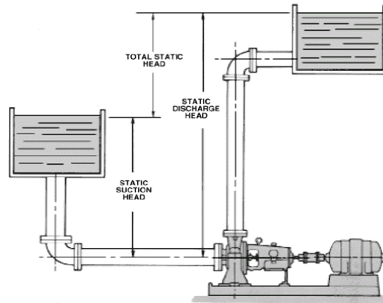
Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar 2.9 merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai  $(H_d - H_s)$  bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.14 Instalasi Suction Lift

### b. Suction Head

*Suction head* adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) yang berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.10 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai ( $H_d - H_s$ ) bernilai negatif (-), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.15 Instalasi Suction Head

## 2.10.2 Head Dinamis

*Head* dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *headloss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini :

$$\sum H_{din} = \left( \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.17)$$

Dimana :

$$\sum H_{din} = \text{Head dinamis (m)}$$

$$\sum H_{LT} = \text{kerugian tinggi tekan (m)}$$

$$\bar{V}_d = \text{kecepatan aliran discharge (m/s)}$$

$$\bar{V}_s = \text{kecepatan aliran suction (m/s)}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi (9,81 m/s}^2\text{)}$$

➤ Head dinamis terdiri dari :

### 2.10.2.1 Velocity Head

adalah *head* yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. Velocity head ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \quad (2.18)$$

Dimana :

$$\bar{V}_d = \text{kecepatan aliran discharge (m/s)}$$

$$\bar{V}_s = \text{kecepatan aliran suction (m/s)}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi (9,81 m/s}^2\text{)}$$

### 2.10.2.2 Head Loss Total

*Head Loss Total* (total kerugian tinggi tekan) merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*Head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada

perubahan geometri (*minor losses*). Untuk persamaan total kerugian tinggi tekan adalah :

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm} \quad (2.19)$$

$$\sum H_{LT} = \left( f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left( K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

#### 2.10.2.2.1 Head Loss Mayor

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :

##### Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.20)$$

Dimana :

$H_l$  = kerugian *head* karena gesekan (m)

$f$  = faktor gesekan

$D$  = diameter pipa (m)

$\bar{V}$  = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

$g$  = gravitasi bumi ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.21)$$



Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

- a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

$$\text{Blasius} \quad : \quad f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad (2.22)$$

untuk  $3000 \leq \text{Re} \leq 100000$

- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

***Colebrook-White:***

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.23)$$

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga *f* dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (*f*), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (*Re*) dan *e/d* terhadap *friction factor* (*f* ).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran *non laminar* dalam *diagram moody*.

#### 2.10.2.2.2 Head Loss Minor

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

Dimana :

- $\bar{V}$  = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)  
 $g$  = gravitasi bumi (9,81 m/s<sup>2</sup>)  
 $K$  = koefisien kerugian (minor losses) pipa

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.25)$$

## 2.11 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (NPSH) merupakan ukuran dari *head* suction terendah yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

### 2.11.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH<sub>A</sub>)

NPSH<sub>A</sub> merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{l_s}$$

Dimana :

NPSH<sub>A</sub> = yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

$\frac{P_a}{\gamma}$  = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada  
 suction reservoir (m kolom minyak)

$\frac{P_v}{\gamma}$  = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature  
 pemompaan (m kolom minyak)

$h_s$  = Head hisap statis (m kolom minyak)

$\sum H_{l_s}$  = Head loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

### 2.11.2 Net Positive Suction Head Required (NPSH<sub>R</sub>)

NPSH<sub>R</sub> adalah NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. NPSH<sub>R</sub> ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain : desain impellernya, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

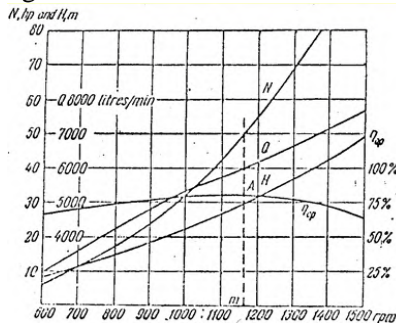
$$\text{NPSH}_A > \text{NPSH}_R$$

## 2.12 Kurva Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Performa pompa yaitu *head* (*H*), kapasitas(*Q*), daya pompa dan efisiensi (*η*). Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

### 2.12.1 Karakteristik Utama

Adalah kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeller. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :

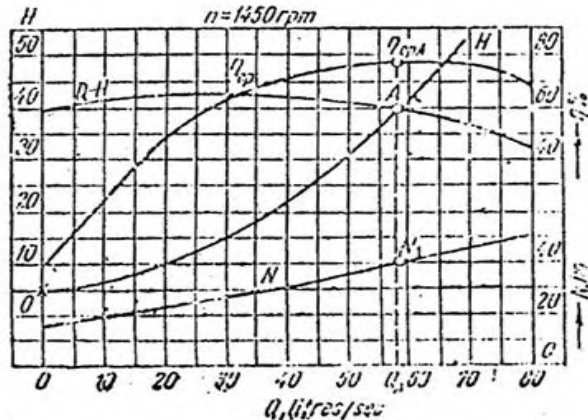


Gambar 2. 16 Karakteristik Utama

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

### 2.12.2 Karakteristik Kerja

Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas ( $Q$ ) fungsi *head*.

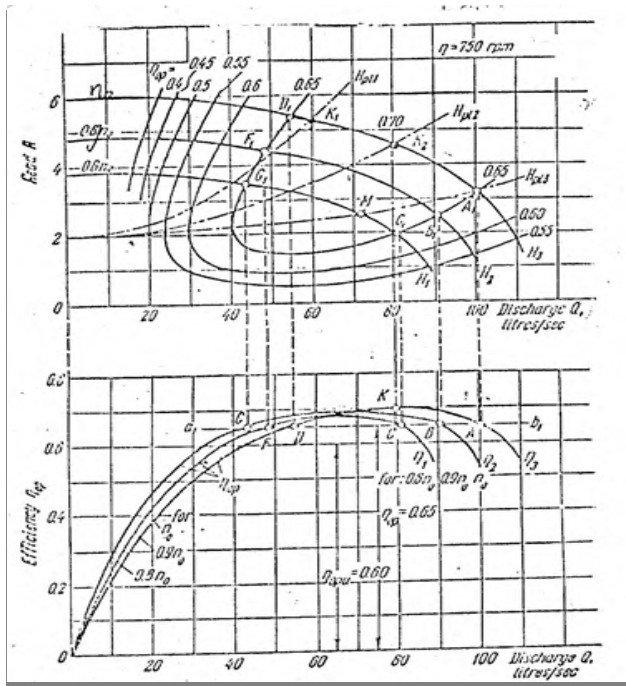


Gambar 2.17 Karakteristik Kerja

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

### 2.12.3 Karakteristik Universal

Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.

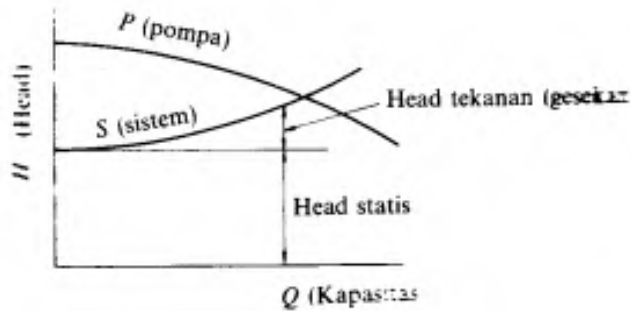


Gambar 2.18 Karakteristik Universal

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

#### 2.12.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada head tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar 2.29 .



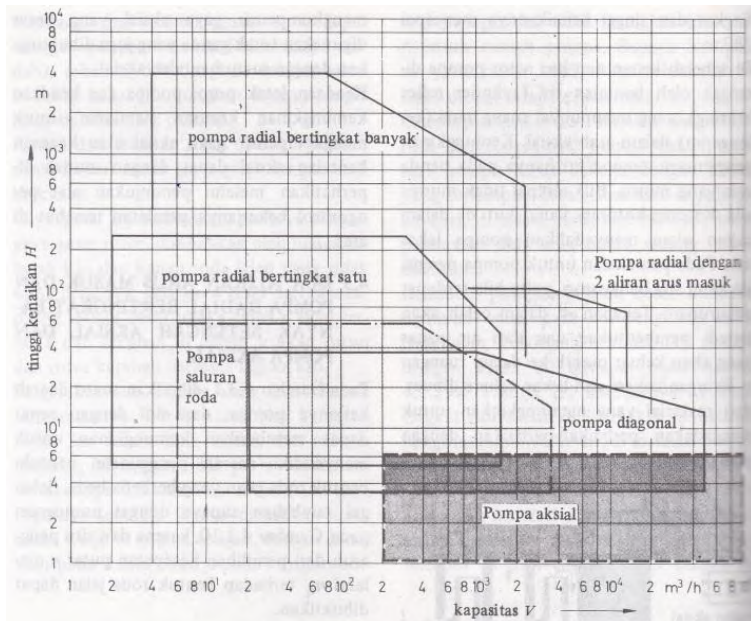
Gambar 2.19 Titik Operasi Pompa

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran fluida yang akan menggeser kurva sistem.

### 2.13 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* efektif pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



Gambar 2.20 Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa






Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* (*Best Efficiency Point*).

### 2.13.1 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan :

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

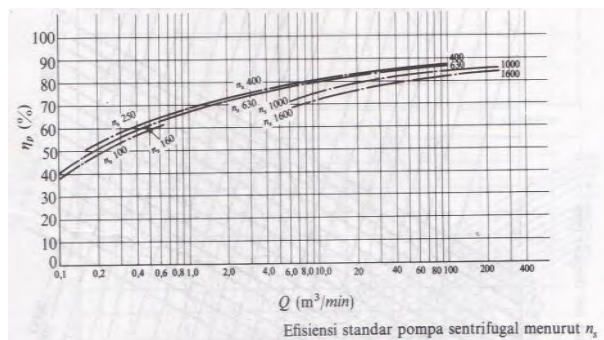
Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada tabel di bawah ini :

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_s}{D_o} \approx 0.8$

Gambar 2.21 Putaran spesifik dan bentuk impeller

### 2.13.2 Efisiensi Standar Pompa ( $\eta_p$ )

Harga-harga standar efisiensi pompa ( $\eta_p$ ) diberikan dalam gambar dibawah ini. Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



Gambar 2.22 Efisiensi standar pompa



## 2.14 Daya Penggerak

### 2.14.1 Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

$\gamma$  = Berat spesifik fluida (N/m<sup>3</sup>)

$Q_{act}$  = Kapasitas Aktual Pompa (m<sup>3</sup>/s)

H = Head pompa (m)

### 2.14.2 Daya Poros ( $P_{shaft}$ )

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Dimana :

$P_{shaft}$  = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

$\eta_p$  = Efisiensi Pompa (desimal)

### 2.14.3 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_m = \frac{P(1+\alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

$P_m$  : Daya Nominal Penggerak Mula (KW)

$\alpha$  : Faktor Cadangan (KW)

$\eta_t$  : Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 2.1 Faktor Cadangan

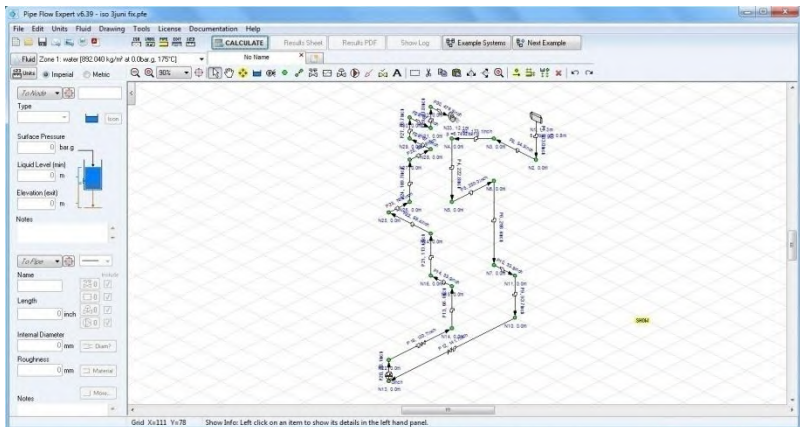
Jenis Penggerak Mula	$\alpha$
Motor Induksi	0,1-0,2
Motor Bakar Kecil	0,15-0,25
Motor Bakar Besar	0,1-0,2

Tabel 2.2 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		$\eta_t$
Sabuk Rata		0,9-0,93
Sabuk – V		0,95
Roda Gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92-0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95-0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92-0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95-0,98
Kopling Hidrolik		0,95-0,97

## 2.15 Software Pipe Flow Expert

*Pipe Flow Expert* merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 6.19 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.



Gambar 2.23 Software Pipe Flow Expert

## **BAB III METODOLOGI**

Pada bab ini menjelaskan mengenai data-data yang telah diperoleh dari hasil survey lapangan serta persiapan-persiapan yang dilakukan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Data tugas akhir ini diperoleh dibagian Literatur Perpustakaan, Bagian HAR (Pemeliharaan), pihak Central Control Room, serta Pihak Lapangan di PLTA Sutami, PJB UP Brantas.

Prosedur penyusunan tugas akhir ini dapat dijelaskan sebagai berikut :

### **3.1 Persiapan Awal**

1. Penentuan tema awal tugas akhir mengenai “Perencanaan Ulang Instalasi *Drainage Pump* di Unit B3 PLTA Sutami, PJB UP Brantas”
2. Pengajuan tema serta permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing tugas akhir.
3. Memenuhi prosedur pengambilan data tugas akhir yang ditetapkan oleh PT. PJB UP Brantas

Selanjutnya, kegiatan pendukung proses persiapan adalah sebagai berikut :

1. Asistensi ke Dosen Pembimbing  
Kegiatan diskusi guna memperoleh hasil yang lebih baik dalam mengerjakan laporan tugas akhir.
2. Asistensi ke Mentor di PLTA Sutami PT PJB UP Brantas  
Kegiatan diskusi guna memperoleh data-data aktual dalam mengerjakan laporan tugas akhir

### **3.2 Pengambilan Data**

Pengambilan data dilakukan berdasarkan data-data yang diperlukan dalam perhitungan instalasi. Kegiatan tersebut meliputi:

- a. Metode Literatur

Dalam Studi Literatur ini dipelajari berbagai buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada dalam PT. PJB UP Brantas maupun literature dari mata kuliah yang berhubungan dengan tugas akhir ini.

b. Metode Pengamatan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi riil instalasi serta jenis peralatan yang digunakan. Dengan didampingi Pembimbing Lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang diperlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

### 3.2.1 Data Hasil Survey

Berikut ini merupakan data yang diperoleh dari survey lapangan atau data sebelum perhitungan ulang. Adapun data-data yang diperoleh sebagai berikut :

#### 3.2.1.1 Data Fluida

- Jenis Fluida : Air
- Temperatur Fluida (T) :  $30^{\circ}\text{C}$
- Gravitasi :  $9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- Massa Jenis Fluida ( $\rho$ ) :  $996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Mass Flow Rate :  $32,868 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

#### 3.2.1.2 Data Reservoir

- Tekanan pada *Sump Tank* (Psr) : 1 bar
- Tekanan pada *Tailrace* (Pdr) : 1,7 bar
- Ketinggian *Head Suction* (Hs) : 0,38 m
- Ketinggian *Head Discharge* (Hd) : 10,38 m

#### 3.2.1.3 Data Pompa

- Jenis Pompa : Sentrifugal - Single Stage
- Total Head : 22 m
- Kapasitas (Q) :  $120 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
- *Speed* (n) : 1450 rpm
- *Power* (P) : 22 kW

### 3.2.1.4 Data Pipa

- Pipa Suction  
Nominal Pipe Size (NPS) : 8 inch  
Jenis Material : Seamless Carbon Steel  
Pipe for High-temp  
ANSI Sch 40
- Pipa Discharge  
Nominal Pipe Size (NPS) : 6 inch  
Jenis Material : Seamless Carbon Steel  
Pipe for High-temp  
ANSI Sch 40

### 3.2.1.5 Data *Fitting dan Accessory*

Fitting- fitting yang digunakan pada instalasi *Drainage Pump* adalah sebagai berikut :

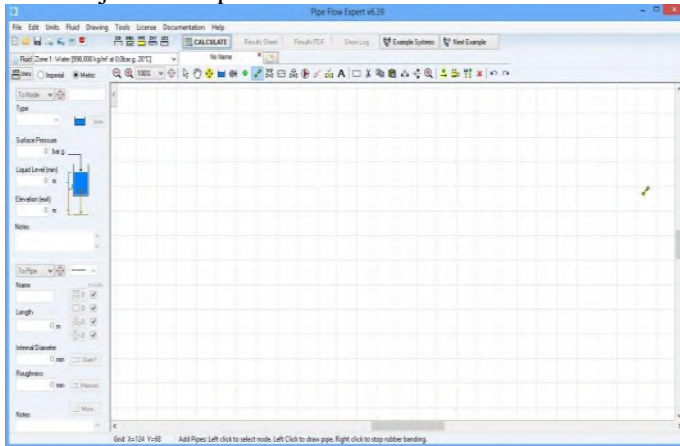
Jenis <i>Accessory</i>	Jumlah
<i>Elbow Long Radius 90°</i>	2
<i>Branch Tee</i>	1
<i>Gate Valve</i>	2
<i>Swing Check Valve</i>	2
<i>Strainer</i>	1

## 3.3 Perhitungan

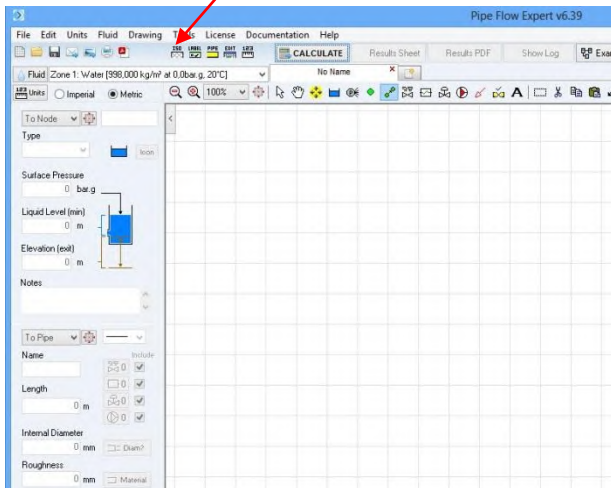
Perhitungan pada tugas akhir ini menggunakan perhitungan dengan dua metode, yaitu metode teoritis dan metode numerik. Perhitungan yang dilakukan pada tiap section meliputi perhitungan kapasitas ( $Q$ ), kecepatan ( $V$ ), *head loss mayor* ( $H_l$ ), *head loss minor* ( $H_{lm}$ ). Dan Head efektif instalasi ( $H_{eff}$ ). Selanjutnya perhitungan dilanjutkan dengan perhitungan daya fluida (WHP), daya poros ( $P_{shaft}$ ), daya motor ( $P_{motor}$ ), *Net Positive Suction Head Available* ( $NPSH_A$ ), kecepatan spesifik ( $n_s$ ), jumlah stage padapompa ( $i$ ).

### 3.4 Langkah-langkah Perhitungan Numerik Menggunakan Software Pipe Flow Expert

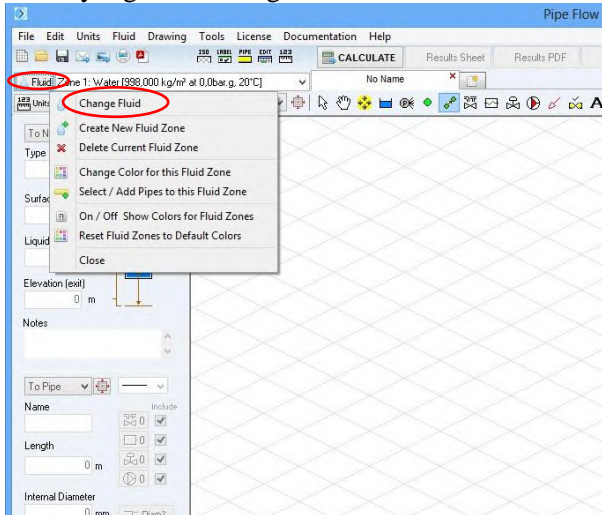
1. Membuka *software Pipe flow expert* (PFE), maka akan muncul jendela seperti berikut.



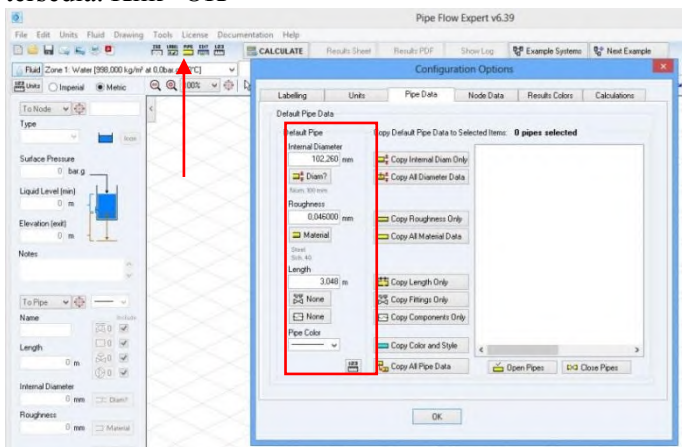
2. Memilih icon bertuliskan “ISO” untuk menggambar dengan mode isometri.







3. Memilih jenis fluida yang digunakan dalam instalasi. Klik “*fluid*” kemudian pilih “*change fluid*”. *Double* klik jenis fluida yang sesuai dengan instalasi. Klik “*save*”.

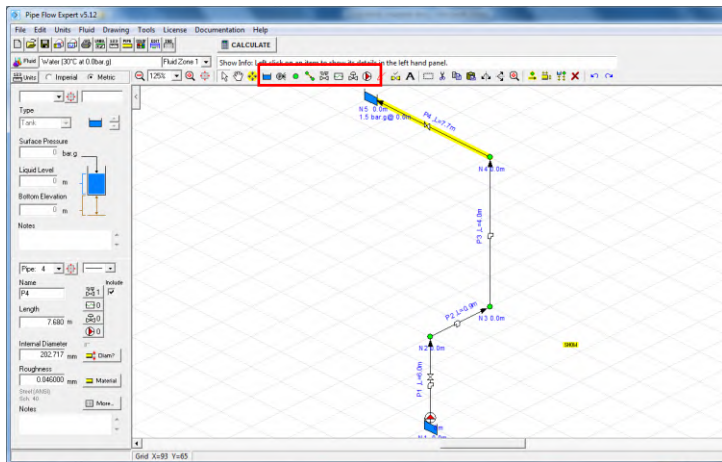


4. Memilih ikon *pipe* lalu akan muncul jendela seperti gambar dibawah. Kemudian input data pipa pada kotak yang tersedia. Klik “OK”

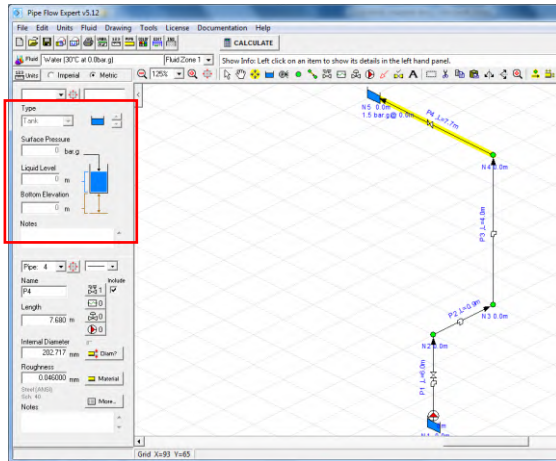




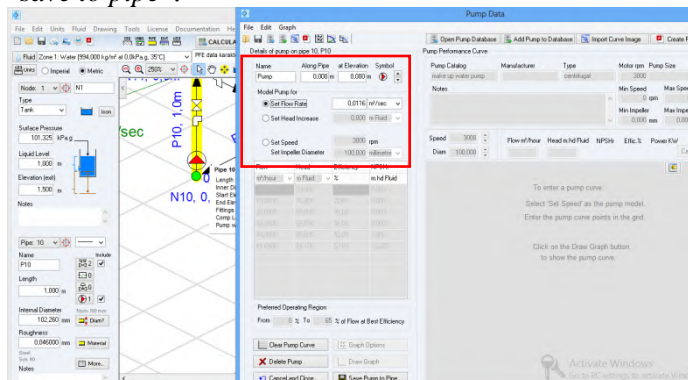
5. Menggambar instalasi perpipaan pada *pipe flow expert* dengan cara memilih icon menu  untuk menggambar perpipaan. Memilih icon menu  untuk menambahkan tangki/*reservoir*. Memilih icon menu  untuk menambahkan pompa ke pipa. Dan icon menu  untuk menambahkan titik poin tekanan yang diinginkan.




6. Melakukan input data *reservoir*. Klik gambar *reservoir* lalu masukkan data *reservoir* pada kotak yang tersedia.

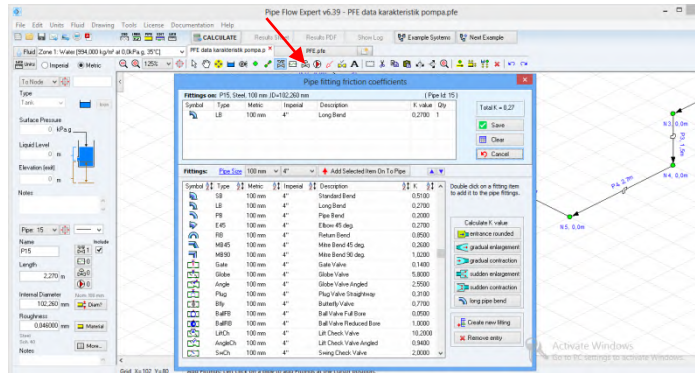


- Melakukan input data pompa. Klik symbol pompa pada gambar instalasi perpipaan. Isi data pada kolom “*pump information*”. Pada kolom “*pump type*” pilih “*fixed flow rate set to*”. Kemudian isilah kapasitas yang dilayani pompa. Klik “*save to pipe*”.

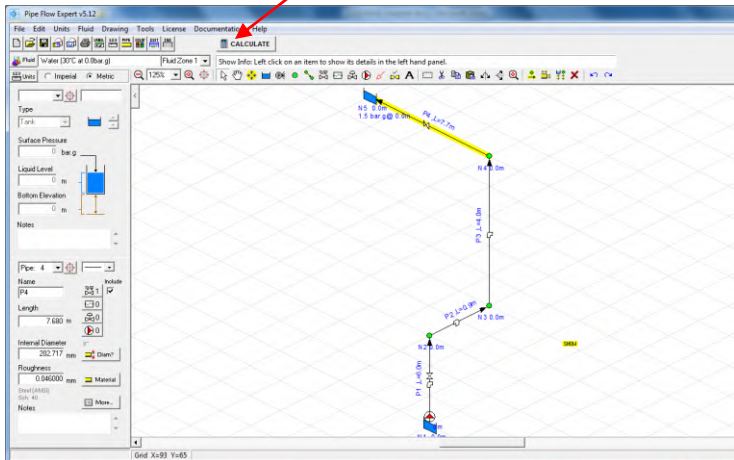


- Menginput *fitting & accessory*. Pilih icon  kemudian klik pada pipa yang akan di tambah *fitting & accessory*. Maka akan muncul jendela “*pipe fitting friction coefficients*”. Pilih

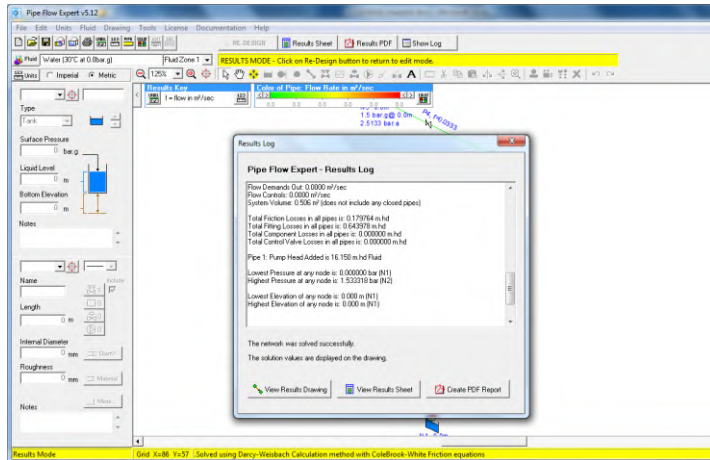
jenis *fitting* yang sesuai berdasarkan diameter pipa. Klik “save”.



9. Setelah semua data telah dimasukkan dengan benar, klik “calculate”.



10. Hasil perhitungan akan muncul dilayar seperti gambar berikut.



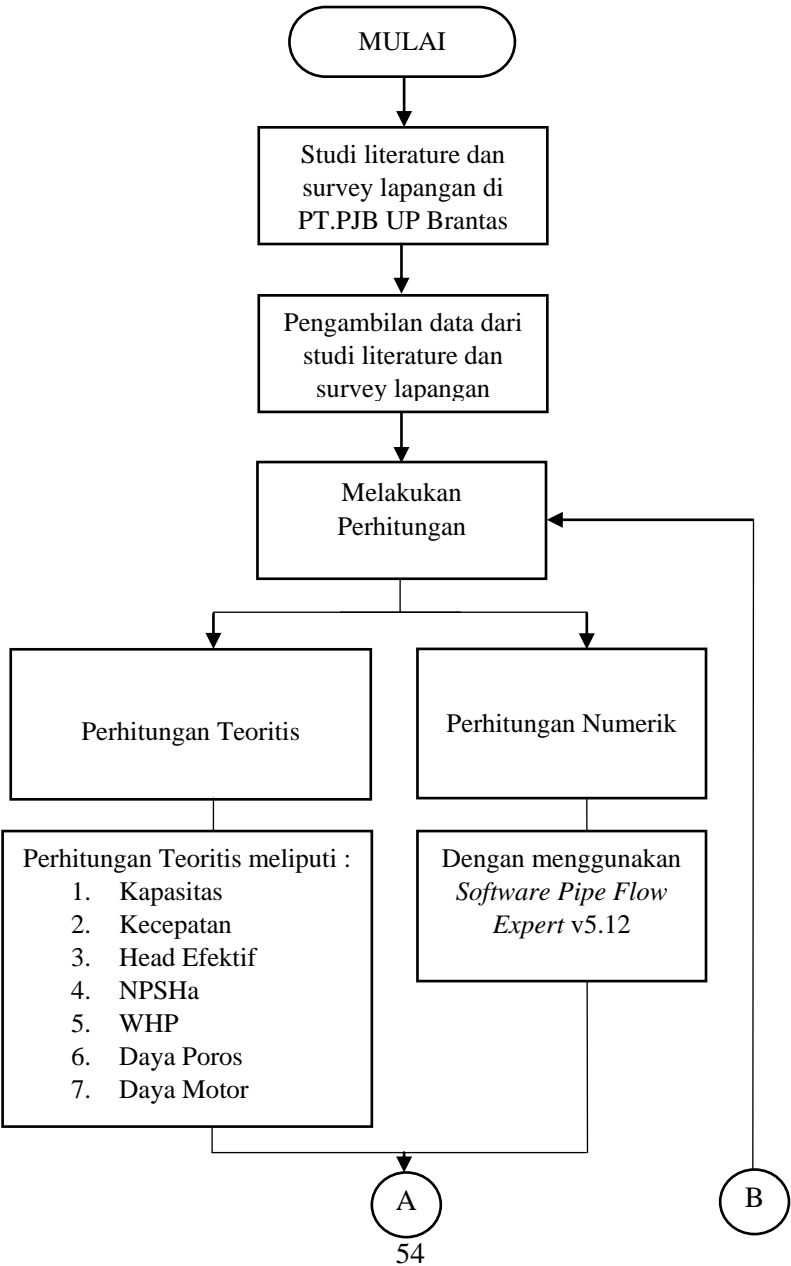
### 3.5 Pemilihan Pompa

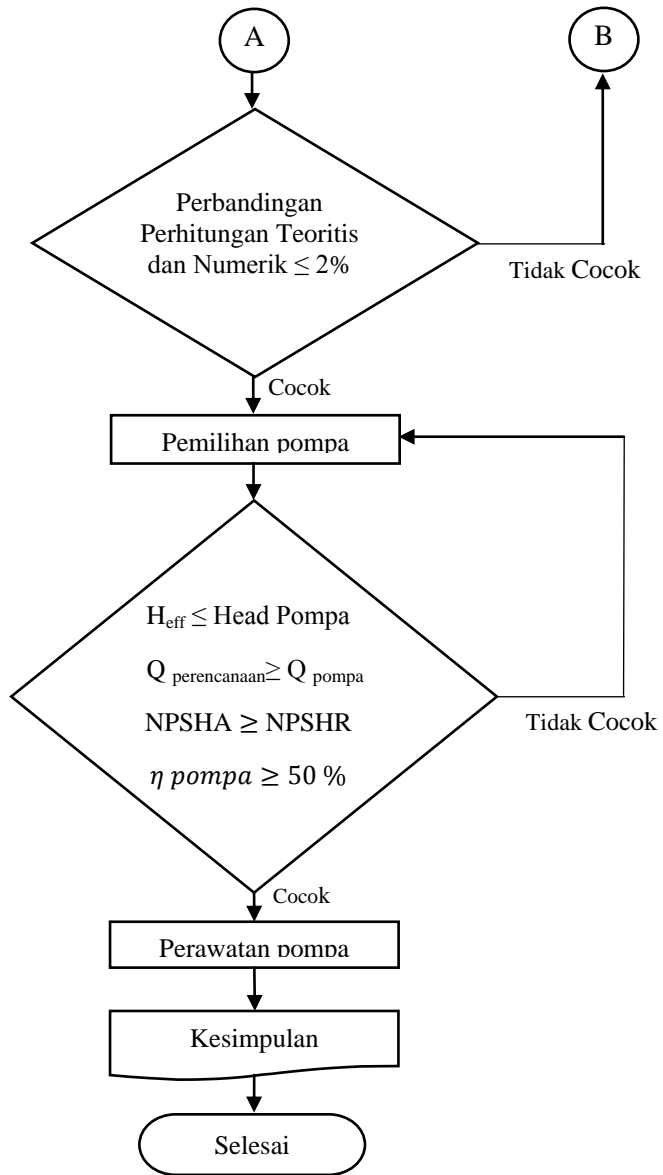
Pemilihan pompa dilakukan dengan memplot hasil perhitungan kapasitas ( $Q$ ), dan head efektif instalasi ( $H_{\text{eff}}$ ) yang telah dilakukan kedalam kurva unjuk kerja pompa (kurva  $H-Q$  pompa) yang diterapkan pada data spesifikasi pompa.

### 3.6 Kesimpulan dan Saran

Pengambilan kesimpulan dan saran dilakukan berdasarkan analisa dan perhitungan pada instalasi perpipaan dan pompa *Drainage Pump* yang telah dilakukan.

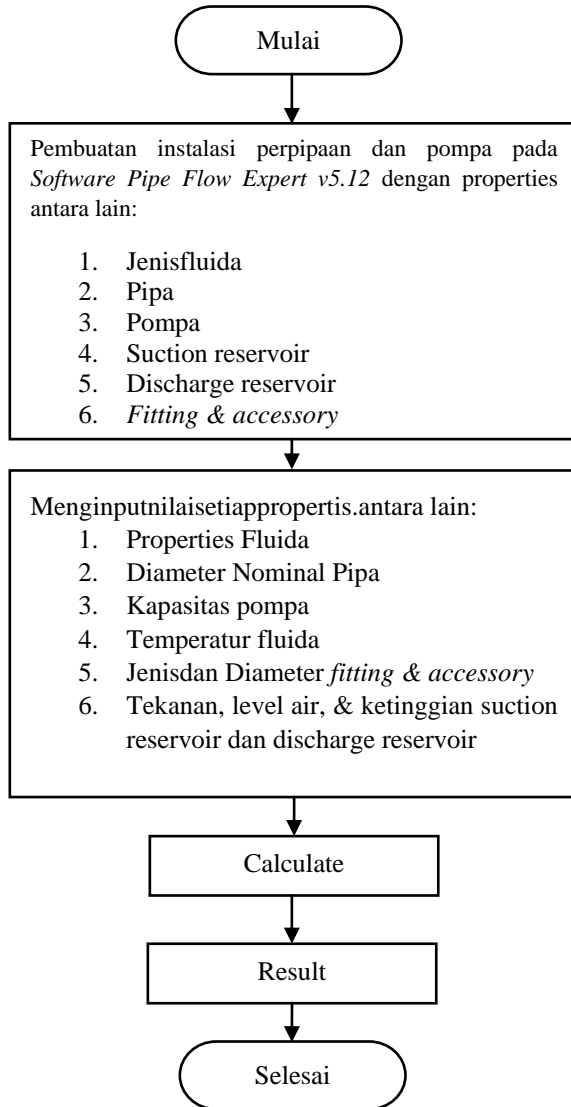
3.7 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir





Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

### 3.8 Diagram Alir Perhitungan Numerik



Gambar 3.2 Diagram Alir Pipe Flow Expert

## BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

### 4.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa

Kapasitas pompa atau jumlah fluida yang dipompakan dari *suction reservoir (Sump Tank)* menuju *Tailrace* dapat diketahui dengan mengetahui terlebih dahulu kondisi *tank*, dalam hal ini adalah *Sump Tank*. Dari data spesifikasi *Drainage Pump* yang berada Lantai B3 PLTA Sutami PT PJB UP BRANTAS maka didapatkan :

$$Q = 2 \frac{m^3}{min}$$
$$Q = 0,033 \frac{m^3}{s}$$

### 4.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa

Untuk melakukan perhitungan kecepatan dapat digunakan data instalasi pipa seperti pada Lampiran Autocad.

#### 4.2.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa Suction

Diketahui:

Kapasitas sebesar  $0,033 \text{ m}^3/\text{s}$

*Carbon Steel Pipe 40s*

Dari table *Recommended Velocities of Fluid Pipelines*

$$V_{\text{suction recommended}} = 1,5 \frac{m}{s} \text{ (high velocity)}$$

$$V_{\text{suction}} = \frac{Q_{\text{suction}}}{A_{\text{suction}}}$$

$$V_{\text{suction}} = \frac{4Q_{\text{suction}}}{\pi(D_{\text{suction}})^2}$$



$$D_{suction} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi(V_{suction \text{ recommended}})}}$$

$$D_{suction} = \sqrt{\frac{4(0,033 \frac{m^3}{s})}{\pi(1,5 \frac{m}{s})}}$$

$$D_{suction} = 0,167m = 167mm \\ = 6,5 \text{ inch} \approx 8 \text{ inch}$$

Dari Tabel *Nominal Pipe Size (NPS) Carbon Steel Pipe 40s*

$$D_{suction} = 8 \text{ inch} = 202,717 \text{ mm}$$

Maka didapatkan

$$V_{suction} = \frac{4Q_{suction}}{\pi(D_{suction})^2}$$

$$V_{suction} = \frac{4(0,033 \frac{m^3}{s})}{\pi(0,202 \text{ m})^2}$$

$$V_{suction} = 1.03 \frac{m}{s}$$

#### 4.2.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa Discharge

Diketahui:

Kapasitas sebesar  $0,033 \text{ m}^3/\text{s}$

*Carbon Steel Pipe 40s*

Dari table *Recommended Velocities of Fluid Pipelines*

$$V_{discharge \text{ recommended}} = 2,6 \frac{m}{s} \text{ (mean velocity)}$$

$$V_{discharge} = \frac{Q_{discharge}}{A_{discharge}}$$

$$V_{disc\ charge} = \frac{4Q_{disc\ charge}}{\pi(D_{disc\ charge})^2}$$

$$D_{disc\ charge} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi(V_{disc\ charge\ recommended})^2}}$$

$$D_{disc\ charge} = \sqrt{\frac{4(0,033 \frac{m^3}{s})}{\pi(2,6 \frac{m}{s})^2}}$$

$$D_{disc\ charge} = 0,127m = 127mm \\ = 5,04\ inch \approx 6\ inch$$

Dari Tabel *Nominal Pipe Size (NPS) Carbon Steel Pipe 40s*  
 $D_{disc\ charge} = 6\ inch = 154,051\ mm$

Maka didapatkan

$$V_{disc\ charge} = \frac{4Q_{disc\ charge}}{\pi(D_{disc\ charge})^2}$$

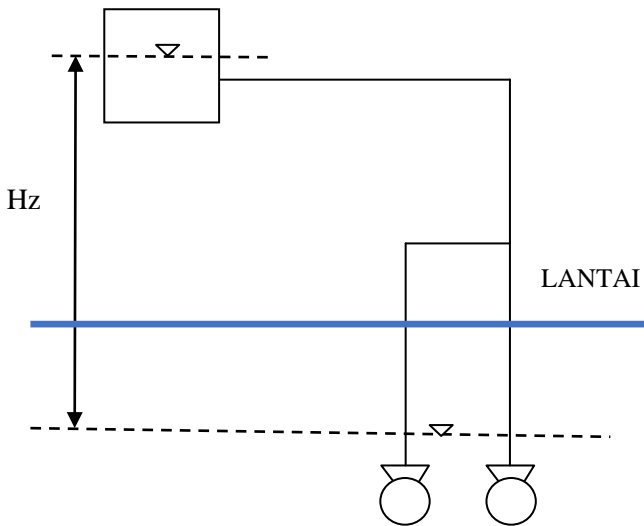
$$V_{disc\ charge} = \frac{4(0,033 \frac{m^3}{s})}{\pi(0,154\ m)^2}$$

$$V_{disc\ charge} = 1,8 \frac{m}{s}$$

#### 4.3 Perhitungan *Head* Efektif Instalasi Pompa

*Head* efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen-komponen yang telah didapat dari perhitungan tersebut. Adapun *Head* efektif instalasi meliputi *Head* Statis dan *Head* Dinamis.

#### 4.3.1 Perhitungan *Head Statis*



Gambar 4.1 Skema Instalasi Drainage Pump

Untuk menghitung *head* statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

$P_{sr} = P_1$  = Tekanan pada sisi *suction reservoir*

$P_{dr} = P_2$  = Tekanan pada sisi *inlet hotwell*

$H_s$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction*

$H_d$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge*

$g$  = Percepatan gravitasi

Diketahui data-data sebagai berikut :

- $P_{sr} = 1 \text{ Atm}$   
= 101325 Pa
- $P_{dr} = 1,7 \text{ bar}$   
= 170000 Pa
- $H_z = 10 \text{ m}$
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$\triangleright \rho_{\text{water}} = 996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \sum H_{st} &= \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + (H_d - H_s) \\ &= \left[ \frac{(170000 - 101325) \text{Pa}}{996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right] + 10,75 \text{ m} \\ &= 7,02 \text{ m} + 10,75 \\ &= 17,77 \text{ m} \end{aligned}$$

#### 4.3.2 Perhitungan *Head Dynamis*

*Head dynamis* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

Untuk menghitung *head* dinamis menggunakan rumus :

$$H_{\text{dinamis}} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana :

- $V_{dr}$  : kecepatan pada *discharge reservoir*
- $V_{sr}$  : kecepatan pada permukaan *suction reservoir*
- $\sum H_{LT}$  : kerugian gesek sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris

##### 4.3.2.1 Perhitungan *HeadLoss Instalasi*

*Headloss* instalasi terdiri dari *Headloss Mayor* dan *Headloss Minor*.

##### 4.3.2.1.1 *HeadLoss Mayor pada Pipa Suction*

Besarnya *Mayor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Dimana :

- f : koefisien gesek
- L : panjang pipa (m)
- D : diameter pipa (m)
- $\bar{V}$  : kecepatan aliran fluida (m/s)
- g : percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

Karena pada pipa suction panjang pipa = 0 m, maka nilai dari *Head Loss Mayor Suction* = 0 m

#### 4.3.2.1.2 *HeadLoss Mayor pada Pipa Discharge*

Besarnya *Mayor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Dimana :

- f : koefisien gesek
- L : panjang pipa (m)
- D : diameter pipa (m)
- $\bar{V}$  : kecepatan aliran fluida (m/s)
- g : percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

Diketahui data sebagai berikut :

$$L_{discharge} = 18510 \text{ mm} = 18,51 \text{ m}$$

$$D_{discharge} = 6 \text{ inch} = 0,154 \text{ m}$$

$$\bar{V}_{discharge} = 1,8 \frac{m}{s}$$

Harga koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (RE).

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu}$$

Dengan :

$Re > 2300$  = laminar

$2300 > Re > 4000$  = transisi

$Re > 4000$  = turbulen

Berdasarkan data yang didapat dari Tabel Properti air (Lampiran), harga *viscositas kinematic* pada suhu  $30^\circ\text{C}$ , yaitu

$$\nu = 8,03 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Sehingga,

$$Re = \frac{1,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,154 \text{ m}}{8,01 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 346067,41 \text{ (turbulen)}$$

Material pipa dari *Carbon Steel Pipe Schedule 40s* dengan kekasaran permukaan  $e = 0,046 \text{ mm} = 0,000046 \text{ m}$

Maka *Relative Roughness*,

$$\frac{e}{D_{\text{internal}}} = \frac{0,000046 \text{ m}}{0,154 \text{ m}} = 0,0002987$$

Dengan mengetahui harga  $Re$  dan  $\frac{e}{D}$  dari *Moody Diagram* maka didapatkan nilai  $f = 0,017$

Sehingga, untuk menghitung *head loss mayor* adalah :

$$H_{L_{\text{disc}}} = 0,017 \times \frac{18,51 \text{ m}}{0,154 \text{ m}} \times \frac{\left(1,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,337 \text{ m}$$

Sehingga, total *Head loss mayor*

$$\begin{aligned}\sum H_{L\text{ Mayor}} &= H_{L\text{ suction}} + H_{L\text{ discharge}} \\ &= 0 \text{ m} + 0,337 \text{ m} = 0,337 \text{ m}\end{aligned}$$

#### 4.3.2.1.3 *HeadLoss Minor pada Pipa Suction*

*HeadLoss Minor* adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris di sepanjang pipa instalasi. Untuk harga K pada masing-masing aksesoris diperoleh dari *tabel minor losses coefficient pipe flow experts* untuk *Nominal Pipe Size* = 8 inch.

Dikarenakan pada pipa *suction* tidak ada aksesoris, maka nilai *HeadLoss Minor suction* = 0.

#### 4.3.2.1.3 *HeadLoss Minor pada Pipa Discharge*

Untuk harga K pada masing-masing aksesoris diperoleh dari *tabel minor losses coefficient pipe flow experts* untuk *Nominal Pipe Size* = 6 inch

- a. Kerugian *head* pada *Elbow 90°* dengan harga K = 0,45 sebanyak 2 buah, maka :

$$\begin{aligned}H_E &= K \cdot \frac{V^2}{2g} \\ &= 2 \times \left( 0,45 \times \frac{\left( 1,8 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)} \right) = 0,14 \text{ m}\end{aligned}$$

- b. Kerugian *head* pada *Gate Valve* dengan harga K = 0,12 sebanyak 2 buah, maka :

$$\begin{aligned}H_{GV} &= K \cdot \frac{V^2}{2g} \\ &= 2 \times \left( 0,12 \times \frac{\left( 1,8 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)} \right) = 0,03 \text{ m}\end{aligned}$$

- c. Kerugian *head* pada *Check valve* dengan harga  $K = 1,5$  sebanyak 2 buah, maka :

$$H_{cv} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$= 2 \times \left( 1,5 \times \frac{\left( 1,8 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)} \right) = 0,4 \text{ m}$$

- d. Kerugian *head* pada *Tee Branch flow Flanged* dengan harga  $K = 0,9$  sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{tee} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$= 0,9 \times \frac{\left( 1,8 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)} = 0,14 \text{ m}$$

- e. Kerugian *head* pada *Strainer* dengan harga  $K = 1$  sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{st} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$= 1 \times \frac{\left( 1,8 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)} = 0,1 \text{ m}$$

*Headloss minor total*

$$\sum H_{L \text{ minor}} = H_E + H_{GV} + H_{CV} + H_{tee} + H_{ST}$$

$$= 0,14 + 0,03 + 0,4 + 0,14 + 0,1 = 0,77 \text{ m}$$



$$\begin{aligned}
 H_{dinamis} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{L\text{ Mayor}} + \sum H_{L\text{ Minor}} \\
 &= 0,36 \text{ m} + 0,77 \text{ m} \\
 &= 1,13 \text{ m}
 \end{aligned}$$

#### 4.4 Perhitungan *Head Efektif Instalasi Pompa*

Dengan diketahui data hasil perhitungan berupa *head statis* dan *head dinamis*, maka :

$$\begin{aligned}
 H_{Eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\
 &= 17,77 \text{ m} + 1,13 \text{ m} = 18,9 \text{ m}
 \end{aligned}$$

#### 4.5 Perhitungan *Net Positive Suction Head Available (NPSH<sub>A</sub>)*

NPSH<sub>A</sub> merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{ls}$$

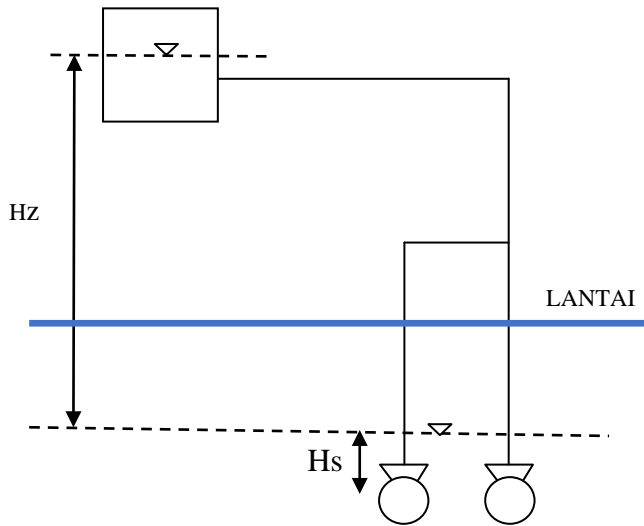
Perhitungan NPSH<sub>A</sub> dianggap benar apabila memenuhi syarat NPSH<sub>A</sub> > NPSH<sub>R</sub> agar tidak terjadi kavitasi dimana :

$$\begin{aligned}
 P_a &= 1 \text{ Atm} \\
 &= 101325 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan data yang didapat dari Tabel Properti air (Lampiran), harga Tekanan uap jenuh pada suhu 30°C yaitu

$$\begin{aligned}
 P_v &= 4,25 \text{ kPa} \\
 &= 4250 \text{ Pa} \\
 \gamma &= \rho \cdot g \\
 &= 996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9770,76 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_s &= -0,38 \text{ m (dari instalasi pipa)} \\
 \sum H_{LT, suction} &= 0 \text{ m}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 NPSH_A &= \left( \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \right) - (h_s) - \sum H_{ls} \\
 &= \left( \frac{101325 \text{ Pa} - 4250 \text{ Pa}}{9770,76 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} \right) - (-0,38\text{m}) - 0\text{m} \\
 &= 10,31 \text{ m}
 \end{aligned}$$

#### 4.6 Perhitungan Daya Air (Water Horse Power)

Energi yang secara efektif diterima oleh fluida dari pompa persatuan waktu disebut juga daya fluida ( $P_w$ ).

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dimana :

$WHP$  : Daya Fluida (kW)

$\gamma$  : Berat fluida persatuan volume (N/m<sup>3</sup>)  
 $Q$  : Kapasitas yang direncanakan (m<sup>3</sup>/s)  
 $H$  : *Head* efektif instalasi (m)

Dari data yang diperoleh sebagai berikut :

$$Q = 0,033 \frac{m^3}{s}$$

$$H_{eff} = 18,9 \text{ m}$$

$$\gamma = \rho \cdot g$$

$$= 996 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 9770,76 \frac{N}{m^3}$$

Sehingga :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

$$\begin{aligned}
 &= 9770,76 \frac{N}{m^3} \times 0,033 \frac{m^3}{s} \times 18,9 \text{ m} \\
 &= 6094,02 \text{ W} \\
 &= 6,094 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

#### 4.7 Perhitungan Daya Poros ( $P_{shaft}$ )

Pada Kecepatan Spesifik ( $n_s$ ) didefinisikan putaran (n), kapasitas aliran (Q) dan *Head* (H) mempunyai harga-harga pada titik efisiensi maksimum pompa. Harga ( $n_s$ ) dapat digunakan sebagai parameter untuk menyatakan jenis pompa.

Kecepatan spesifik ( $n_s$ ) dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Dimana :  $n = 1450$  (*Data Sheet*)

$$Q = 0,033 \text{ m}^3/\text{s} = 120 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 18,9 \text{ m}$$

Sehingga kecepatan spesifik ( $n_s$ )

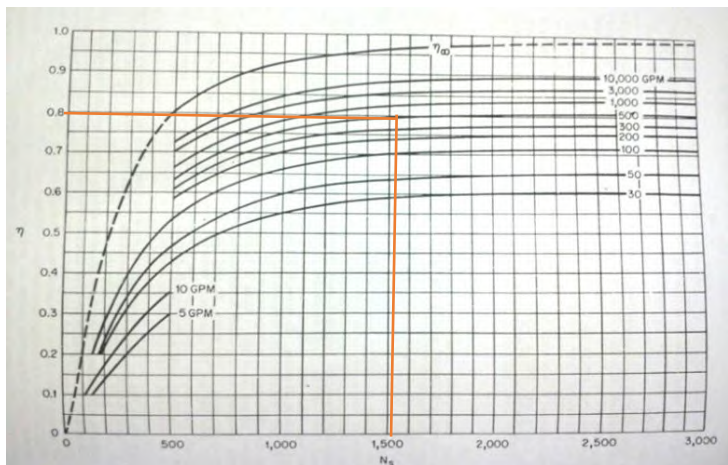
$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{120 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \times \frac{\text{gal} \cdot \text{min}}{3,785 \times 10^{-3} \text{ m}^3}}}{\left(18,9 \text{ m} \times \frac{\text{ft}}{0,3048 \text{ m}}\right)^{3/4}}$$

$$n_s = 1508,394 \text{ rpm}$$

Setelah  $n_s$  dihitung. Selanjutnya nilai  $n_s$  diplot bersama nilai kapasitas pada grafik efisiensi standart pompa menurut putaran spesifik (gambar 4.2), tetapi sebelumnya harus dilakukan konversi satuan kapasitas ke satuan gpm.

$$Q = 120 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{\text{gal}}{0,003785 \text{ m}^3} \frac{\text{h}}{60 \text{ min}} = 528,401 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$



Gambar 4.2 Grafik Efisiensi Pompa Terhadap Putaran Spesifik dan Kapasitas

Melalui proses *plotting* diatas maka didapat nilai  $\eta_p = 0,80$ . Sehingga perhitungan  $P_{shaft}$  dapat dilakukan seberikut:

$$\begin{aligned} P_{shaft} &= \frac{6,094 \text{ kW}}{0.8} \\ P_{shaft} &= 7,6 \text{ Kw} \end{aligned}$$

#### 4.8 Perhitungan Daya Motor

Besarnya daya motor yang dipakai untuk menggerakkan pompa ditetapkan dari persamaan berikut:

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

$P_m$  = Daya Motor Penggerak Mula (kW)

$\alpha$  = Faktor Cadangan (kW)

$\eta_t$  = Efisiensi Transmisi

Tabel 4.12 Tabel Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	$\alpha$
Motor Induksi	0.1 – 0.2
Motor Bakar Kecil	0.15 – 0.25
Motor Bakar Besar	0.1 – 0.2

Dari tabel di atas dipilih jenis motor penggerak mula motor induksi dengan nilai  $\alpha = 0.1$ .

Sedangkan untuk efisiensi transmisi, karena antara pompa dengan motor dikopel oleh kopling, sehingga nilai efisiensi transmisi ( $\eta_t$ ) = 1.

Sehingga daya motor ( $P_m$ ) diperoleh,

$$\begin{aligned} P_m &= \frac{7,6 \text{ kW} (1 + 0.1)}{1} \\ P_m &= 9,12 \text{ kW} \end{aligned}$$

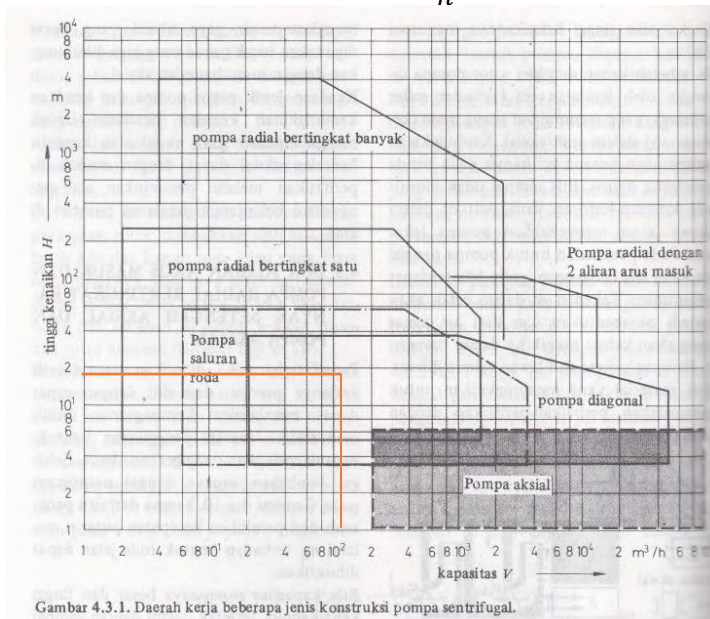
Jadi dapat disimpulkan bahwa daya motor yang ada pada *name plate* pompa sebesar 22 Kw terlalu besar jika dibandingkan dengan perhitungan secara manual sebesar 9,12 Kw.

#### 4.9 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan *Head* dan Kapasitas

Berdasarkan *Head* dan Kapasitas yang telah didapatkan, selanjutnya dapat menentukan jenis pompa yang sesuai. Berdasarkan hasil perhitungan, didapatkan :

Pada gambar 4.3 merupakan cara menentukan jenis pompa. Dengan :

- Head Efektif = 18,9 m,
- Kapasitas =  $0,033 \frac{m^3}{s} \times \frac{3600 s}{h}$   
=  $120 \frac{m^3}{h}$



Gambar 4.3 Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu.

#### 4.10 Pemilihan Jenis Pompa Berdasarkan Putaran Spesifik Pompa ( $n_s$ )

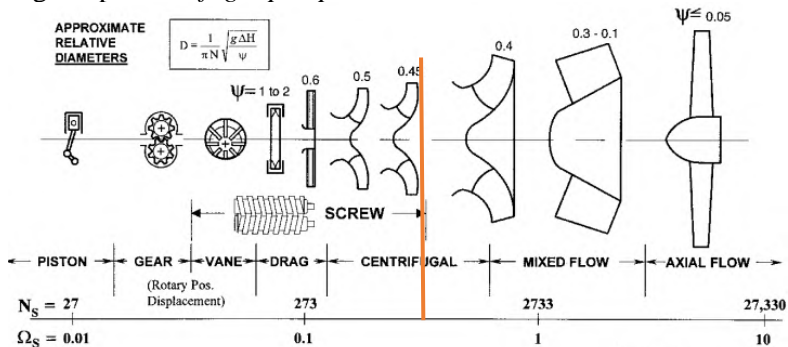
Penentuan jenis pompa didasarkan pada putaran spesifik ( $n_s$ ) pompa. Maka dapat dihitung,

$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{120 \frac{m^3}{h} \times \frac{h}{60 \text{ min}} \times \frac{\text{gal} \cdot \text{min}}{3,785 \times 10^{-3} m^3}}}{\left(18,9 \text{ m} \times \frac{\text{ft}}{0,3048 \text{ m}}\right)^{3/4}}$$

$$n_s = 1508,394 \text{ rpm}$$

Sehingga dengan memplot nilai  $n_s$  pada gambar 4.4 berikut dapat disimpulkan bahwa pompa yang akan dipilih adalah pompa dengan tipe *centrifugal pump*.



Gambar 4.4 Hubungan Putaran Spesifik Dengan Jenis Impeller Pompa

Untuk mengetahui banyaknya stage ( $i$ ) yang digunakan pada pompa yang terletak dalam suatu instalasi dengan persamaan,

$$i = \left(\frac{n_{s1}}{n_s}\right)^{\frac{4}{3}}$$

dan untuk mendapatkan nilai  $n_s$  didapat dengan persamaan

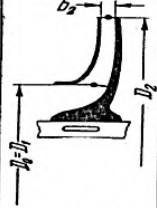
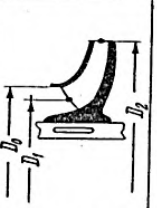


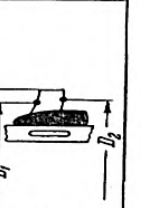
$$n_s = 3,65 \times 3000 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}. \text{ (Sumber :Khetagurov M, Marine Auxiliary Machinery and Systems)}$$

Dengan nilai  $n_s$  didapat dari perhitungan:

$$n_s = 3,65 \times 3000 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

$$n_s = 3,65 \times 3000 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,033 \frac{m^3}{s}}}{(18,9 \text{ m})^{3/4}}$$

$$n_s = 220,439 \text{ rpm}$$

<i>Centrifugal pumps</i>			<i>Mixed-flow impeller</i>	<i>Axial-flow impeller</i>
<i>Low-speed impeller</i>	<i>Moderate-speed impeller</i>	<i>High-speed impeller</i>		
				
$n_{si} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{si} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{si} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{si} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{si} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 4.5 Harga Putaran Spesifik

Untuk  $n_{si}$  dengan tipe *centrifugal pump* tipe *high-speed impeller* dapat dilihat pada gambar 4.5 dan memiliki nilai 150 rpm – 300 rpm :

$$n_{si} = 300 \text{ rpm}$$

$$n_s = 248,49 \text{ rpm}$$

$$i = \left( \frac{n_{si}}{n_s} \right)^{\frac{4}{3}}$$

$$i = \left( \frac{300}{248,49} \right)^{\frac{4}{3}}$$

$$i = 1,2 \approx 1 \text{ stage}$$

Dengan demikian, pompa yang sesuai untuk instalasi pada *Drainage Pump* adalah Pompa *Sentrifugal – Single Stage*.



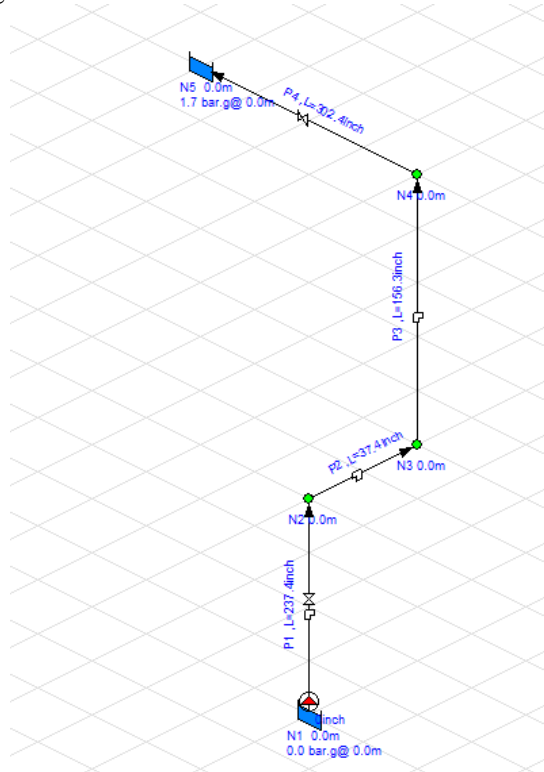
Spesifikasi Pompa yang digunakan pada PLTA Sutami PJB  
UP Brantas (berdasarkan *Name Plate*) :

Jenis Pompa	: Centrifugal, Single Stage
Tipe	: VF-W-M
Series No	: 43973-2
Putaran	: 1450 <i>rpm</i>
Total Head	: 22 <i>m</i>
Kapasitas	: 2 $\frac{m^3}{min}$
Bore	: 150 mm
Tipe Bearing	: 7312 B
Pabrik	:DENGO      DENGYOSHA      MACHINE WORKS. Ltd.

#### 4.11 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

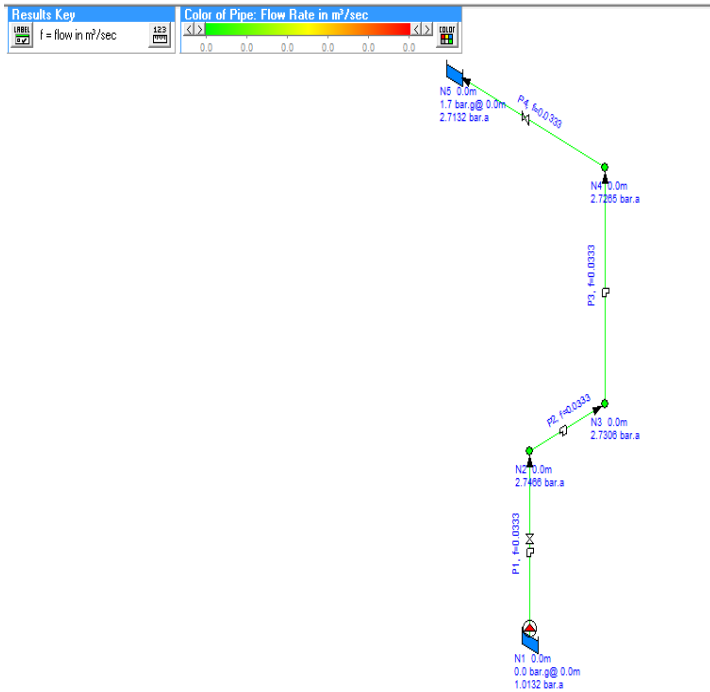
Dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert v5.12*, maka selain perhitungan secara manual, perhitungan secara pemodelan *numerik* pun dapat dilakukan.

Dengan langkah- langkah memulai program seperti pada Bab III *Flowchart Pipe Flow Expert*, maka akan didapatkan gambar instalasi seperti pada gambar 4.7.

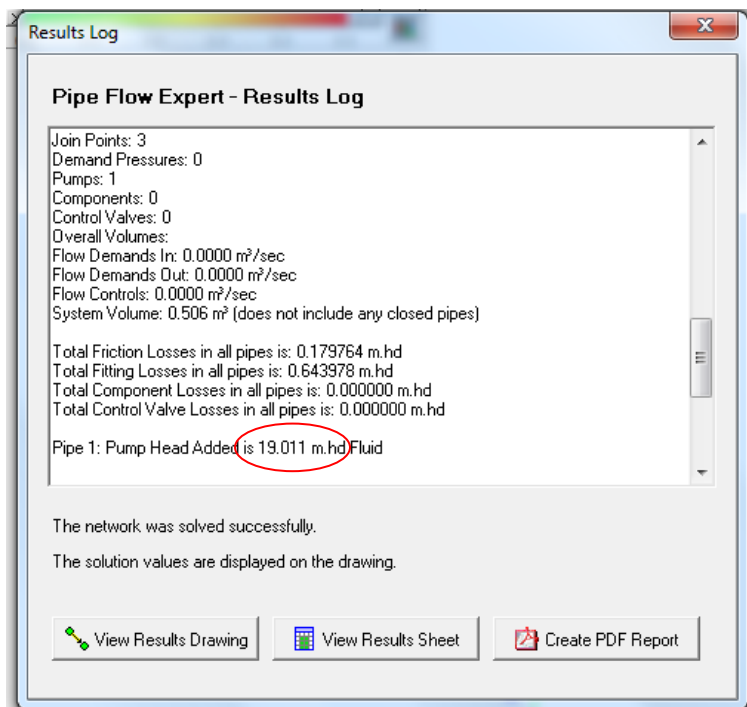


Gambar 4.6 Instalasi Pompa  
(Sumber :Pipe Flow Expert v5.12)

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan , khususnya *head* total pompa, maka dengan mengklik *calculate*, akan muncul gambar seperti pada gambar 4.8



Gambar 4.7 Instalasi Pompa Setelah Di *Calculate*  
(Sumber :Pipe Flow Expert v5.12)



Gambar 4.8 Hasil Setelah Di Calculate  
 (Sumber :Pipe Flow Expert v5.12)

Dengan melihat gambar 4.9, didapatkan harga : *Head Total Pompa = 19,011 m Hd Fluid*.

#### 4.12 Perbandingan *Head Efektif Teoritis ( $H_{eff}$ )* dengan *Head Efektif Numerik ( $H_{effPFE}$ )*

Dengan berdasar pada kedua perhitungan head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah:

$$\begin{aligned}
 \text{Tingkat kesalahan} &= \frac{H_{eff\ PFE} - H_{eff}}{H_{eff\ PFE}} \times 100\% \\
 &= \frac{19,011 - 18,9\ m}{19,011\ m} \times 100\% \\
 &= 0,5\%
 \end{aligned}$$

#### **4.13 Pemeriksaan Sebelum Operasi *Drainage Pump***

Pemeriksaan atau pengecekan sebelum operasi harus dilakukan karena agar saat ada kerusakan atau masalah pada drainage pump dapat segera teratasi sehingga pompa dapat digunakan secara optimal. Pemeriksaan atau pengecekan yang dilakukan biasanya seperti:

- Pembersihan dan pemeriksaan secara visual
- Pemeriksaan sumber listrik
- Pemeriksaan motor listrik
- Pemeriksaan level switch

#### **4.14 Pemeliharaan *Drainage Pump***

Pemeliharaan pada sistem pembangkit yang sangat besar harus benar-benar diperhatikan, maka dari itu langkah pemeliharaan sering sekali dilakukan. Berikut pemeliharaan yang dilakukan di PLTA Sutami:

##### **a. Pemeliharaan Harian**

Pemeliharaan harian dari sistem pembangkit yang harus dilakukan rutin setiap harinya. Pemeliharaan kecil seperti mengelap minyak pelumas yang meluber di area mesin-mesin pembangkitpun termasuk dalam pemeliharaan harian. Sebelum pemeliharaan harian dilakukan terlebih dahulu melakukan pengecekan pada semua bagian-bagian ataupun mesin pada sistem pembangkit tersebut agar mengetahui bagian-bagian yang harus dirawat ataupun diperbaiki. Pemeliharaan harian yang dilakukan di PLTA sutami yang selalu dilakukan yaitu pembersihan dan pemeriksaan secara visual level oil kebocoran seal dan panel MCC.

##### **b. Pemeliharaan Mingguan**

Pemeliharaan yang dilaksanakan seminggu sekali ataupun dua minggu sekali. Pemeliharaan mingguan ini juga termasuk langkah preventive menjaga semua mesin dan bagian-bagian system pembangkit agar memiliki umur yang

lebih lama. Pemeliharaan mingguan ini seperti pembersihan dan pengecekan level switch dan megger motor-motor

#### **c. Pemeliharaan Bulanan**

Pemeliharaan bulanan ialah pemeliharaan yang dilakukan setiap sebulan sekali, 3 bulan sekali ataupun 6 bulan sekali. Di PLTA Sutami pemeliharaan bulanan ini seperti pengukuran tahanan isolasi motor dan level switch, pembersihan peralatan pada bagian-bagian mekanik.

#### **d. Pemeliharaan Tahunan / *Annual Inspection (AI)***

Pemeliharaan tahunan/annual inspection (AI) ialah pemeliharaan yang dilakukan setiap tahun sekali ataupun dua tahun sekali. Maka dari itu pemeliharaan pada tahap ini lebih berat dari pemeliharaan biasanya karena perawatannya juga membutuhkan ketelitian dan tenaga yang lebih besar. Selain itu bagian-bagian yang dirawat juga lebih banyak, seperti pada bagian-bagian berikut yaitu:

- Pemeriksaan level kerja pada level switch
- Pemeriksaan kapasitas pompa
- Pembersihan Sump Pit

#### **e. Pemeliharaan 3 Tahunan / *General Inspection (GI)***

Pemeliharaan 3 tahunan/general inspection pada dasarnya sama dengan pemeliharaan-pemeliharaan yang lainnya namun pengerjaannya hanya dilakukan 3 tahun sekali karena cara pemeliharaannya yang cukup rumit dan pada rentan waktu 3 tahun masih dapat dikatakan aman untuk beroperasi. Contoh dari general inspection ini yaitu pemeriksaan secara detail pompa penguras.

#### **f. Mayor Overhaul**

Mayor overhaul adalah tahapan kedua perawatan dan perbaikan untuk pembersihan, pemeriksaan, pengukuran, penganalisaan, penggantian baru pada semua bagian-bagian atau material mesin yang bergerak. Pelaksanaannya dilakukan pada saat mesin sudah bekerja mencapai antara 8000 jam kerja sampai 16000 jam kerja.

Pada PLTA Sutami ini mayor overhaul biasanya dengan pemeriksaan meliputi pompa dan bearing.

#### **4.15 Masalah yang Terjadi di *Drainage Pump* dan Cara Penanganannya**

##### **1. Keausan Bearing Pada Motor**

Penyebab

Keausan bearing disebabkan karena kurangnya pelumasan ataupun dikarenakan life time dari bearing sudah habis keausan ini diindikasikan dengan keluarnya bunyi berderik pada motor

Penanganan

Penanganannya yaitu dengan cara mengganti bearing yang sudah aus dengan bearing yang baru

##### **2. Motor Terbakar**

Penyebab

Motor terbakar dapat disebabkan oleh tidak bekerjanya Thermal relay berakibat motor mengalami keadaan yang terlalu panas kemudian juga bisa dikarenakan overload atau kelebihan beban

Penanganan

Penanganannya dengan cara mengganti lilitan lama

dengan lilitan yang baru.

##### **3. Shaft (Poros) Bengkok**

Penyebab

Bengkoknya poros dapat disebabkan Bushing (Bantalan luncur) yang sudah aus sehingga menyebabkan momen puntir ,bengkoknya poros dapat diindikasikan dengan adanya getaran yang berlebih atau terjadi vibrasi.

Penanganan

Penanganannya dapat diperbaiki dengan cara dibongkar dan diluruskan bila tidak bisa harus segera diganti.

##### **4. Aliran Pompa Tidak Normal**

Penyebab

Aliran pompa tidak normal disebabkan adanya

kotoran ataupun benda asing lain yang dapat menyumbat saluran dikarenakan strainer tidak bekerja dengan baik.

Penanganan

Penanganan dengan cara membersihkan sumbatan dan memperbaiki Strainer.

#### **4.16 Proses Perbaikan *Drainage Pump***

Salah satu proses perbaikan *Drainage Pump* dikarenakan adanya kerusakan pada bearing motor. Motor diganti dengan motor Spare (Cadangan) sedangkan yang rusak dilepas dan diperbaiki.

##### **1. Persiapan Alat dan *Motor Spare***

Mempersiapkan segala alat-alat yang akan digunakan dalam Proses perbaikan dan mempersiapkan motor Spare atau motor pengganti sebelum pemasangan

##### **2. Menurunkan *Motor Spare***

Menurunkan motor Spare dari lantai B1 ke lantai B3 menggunakan OHTC (Over Head Travelling Crane) dikarenakan berat dari motor hampir mencapai 100 kg.



Gambar 4.9 Proses Penurunan Motor Spare  
(Sumber :PLTA Sutami PJB UP Brantas)



### 3. Pelepasan Motor Yang Rusak

Melepas motor yang rusak dari instalasinya mulai dari pelepasan dari dudukannya dan pelepasan kabel-kabel yang menghubungkan dengan instalasi .



Gambar 4.10 Proses Pelepasan Motor yang Rusak  
(Sumber :PLTA Sutami PJB UP Brantas)

### 4. Pemasangan *Motor Spare*

Pemasangan motor yang telah dipersiapkan untuk menggantikan kerja motor yang lama. Ini Proses terakhir dari penggantian motor Drainage Pump.



Gambar 4.11 Proses Pemasangan Motor Spare  
(Sumber :PLTA Sutami PJB UP Brantas)

## **5. Menaikan Motor Yang Rusak**

Menaikan motor yang rusak ke bengkel di lantai B2 proses ini sama menggunakan OHTC untuk proses pengerjaan.



Gambar 4.12 Proses Menaikan Motor yang Rusak  
(Sumber :PLTA Sutami PJB UP Brantas)

## **6. Melepas Semua Komponen**

Proses ini adalah proses awal dari perbaikan motor dengan memisahkan setiap komponen dapat dilihat apasaja kerusakan pada motor.



Gambar 4.13 Proses Melepas Semua Komponen  
(Sumber :PLTA Sutami PJB UP Brantas)

## **7. Membersihkan Komponen**

Proses setelah semua komponen telah dilepas dan mengetahui apa saja yang rusak kemudian semua komponen dibersihkan menggunakan blower dan diberi cairan degreaser, kemudian didiamkan selama beberapa jam.



Gambar 4.14 Proses Pembersihan Komponen  
(Sumber :PLTA Sutami PJB UP Brantas)

## 8. Penggantian Komponen

Proses terakhir dari perbaikan yaitu penggantian komponen yang rusak dalam kasus ini komponen yang rusak pada bearing maka bearing harus diganti dan untuk pencegahan terbakarnya motor diberikan red insulation pada lilitan motor .Setelah semua selesai motor yang telah diperbaiki disimpan untuk keperluan mendatang.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil analisa dan pembahasan yang telah diperoleh pada bab sebelumnya, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Besar kapasitas ( $Q$ ) total yang di butuhkan oleh pompa *Drainage Pump* untuk dapat melayani kebutuhan air di dalam sistem adalah  $Q = 0,033 \frac{m^3}{s}$ .
2. Head efektif instalasi yang diperoleh untuk memenuhi kebutuhan kapasitas dari *Sump Tank* menuju *Tailrace* sebesar 18,9 m.
3.  $NPSH_A$  instalasi yang terpasang sebesar 10,31 m.
4. Didapatkan nilai daya motor untuk menggerakkan pompa sebesar 9,12 kW.
5. Pompa yang dipilih adalah Pompa Sentrifugal *Single Stage* dengan tipe VF-W-M pabrikan DENGYOSHA MACHINE WORKS. Ltd.
6. Dari hasil perhitungan numeric menggunakan *software pipe flow expert*, diperoleh hasil Head efektif yaitu 19,011 m. Hal ini menandakan antara perhitungan manual dan perhitungan numeric tidak berselisih jauh, yaitu 0,5 %.

## 5.2 Saran

Adapun saran untuk PLTA Sutami PT. PJB Unit Pembangkitan Brantas yaitu:

1. Dalam pengoperasian pompa *Drainage Pump*, sering didengarkan suara bising di sisi *discharge* pompa dan kerusakan alat instrumentasi seperti manometer. Penulis menyarankan agar pihak operator melakukan pola perawatan seperti yang dibahas di buku ini agar kinerja pompa *Drainage Pump* dapat maksimal.
2. Dalam mendukung kemajuan dari suatu perusahaan sebaiknya selalu diperlukan keprofesionalan dari seluruh karyawan.
3. Keselamatan dan kesehatan kerja agar tetap dipertahankan, mengingat PLTA Sutami sekarang ini mendapatkan predikat *zero accident*.
4. Data-data yang dibutuhkan mengenai perlengkapan atau peralatan secara mendetail sebaiknya tersedia cukup baik dalam bentuk digital agar mempermudah pencarian.
5. Untuk melakukan penghematan daya dan biaya instalasi agar lebih efisien, penulis menyarankan pemakaian instalasi dan pemilihan pompa berdasarkan perhitungan pada buku laporan tugas akhir ini.

## DAFTAR PUSTAKA

Fox, Robert W; McDonald, Alan T. 2010. **Introduction To Fluid Mechanics, 8<sup>th</sup> edition**. New York : Jhon Wiley and Sons, inch.

Fritz, Dietzel. 1990. Terjemahan oleh Dakso Sriyono. **Turbin, Pompa dan Kompresor**. Jakarta : Erlangga.

Government of The Republic Indonesia Ministry of Public Works and Power Karang Kates Project. 1973. **Instructions for Hydraulic Turbine and Ancillaries Equipment Volume 1**. Japan: Tokyo Shibaura Electric CO., LTD.

Karrasik, Igor J ; William C, Warren H. 2000. **Pump Handbook 3<sup>th</sup> edition**. NewYork: McGraw - Hill Professional.

Moran, Michael J ; Shapiro, Howard N ; dkk. 2011. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 7<sup>th</sup>**. New York: JhonWiley and Sons, inch.

PJB INTEGRATED MANAJEMEN SYSTEM No. Doc. IKB-17.1.4-K-08. 2013. **Instruksi Kerja Pengoperasian Drainage Pump**, PT PJB UP Brantas

Puspitasari, Meista D. 2014. “**Perencanaan Ulang Instalasi Low Pressure Boiler Circulating Pump dengan Metode Analisis dan Numerik pada PLTGU Blok 1 PJB UP Gresik**”. Surabaya : D3 Teknik Mesin.

Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. **Pompa dan Kompresor**. Jakarta: PT Pradnya Paramita.



## BIODATA PENULIS



Al Velian Suci Hadi Widarwis merupakan nama lengkap penulis tugas akhir ini. Penulis yang terlahir di Surabaya, Jawa timur pada tanggal 26 Januari 1995 ini merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dari pasangan Ayah Sulistyohadi Widarwis, dan Ibu Sumariyam.

Penulis memulai pendidikan formalnya dari TK Tunas Muda Surabaya, SD Khadijah Surabaya, SMP Negeri 22 Surabaya, dan SMA Negeri 15 Surabaya.

Pada tahun 2013 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin Reguler, Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya dengan NRP 2113 030 029.

Di Program Studi D3 Teknik Mesin, penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir dibidang yang sama dengan mata kuliah Pompa.

Selain itu penulis juga aktif di berbagai kegiatan dalam kampus maupun luar kampus. Seperti pelatihan-pelatihan yang pernah diikuti oleh penulis selama menjadi mahasiswa, diantaranya adalah Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa Pra-Tingkat Dasar (LKMM PraTD) FTI ITS, Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa Tingkat Dasar (LKMM TD) HMDM ITS, Pelatihan Jurnalistik Tingkat Dasar (PJTD) HMDM ITS, dll.

Untuk semua informasi dan masukan ,dapat menghubungi penulis melalui e-mail : [alvelianwidarwis@yahoo.com](mailto:alvelianwidarwis@yahoo.com)